

**Kugelgewindetriebe im Einsatz an Kunststoffspritzgießmaschinen –
Lebensdauerprognose und Optimierung**

Von der Fakultät für Ingenieurwissenschaften, Abteilung Maschinenbau und
Verfahrenstechnik der

Universität Duisburg-Essen

zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktors der Ingenieurwissenschaften

Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Jochen Forstmann

aus

Mülheim

Gutachter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Johannes Wortberg
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Gerd Witt

Tag der mündlichen Prüfung: 19.03.2010

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Produkt Engineering der Universität Duisburg-Essen in den Jahren 2003 bis 2008.

Dem Leiter des Instituts, Herrn Professor Dr.-Ing. Johannes Wortberg, möchte ich herzlichst für die anregenden Diskussionen, die mir gewährten Freiräume und die stetige Unterstützung danken.

Herrn Prof. Dr.-Ing. habil. Gerd Witt danke ich für die Übernahme des Korreferats. Mein Dank gilt weiterhin dem Vorsitzenden der Prüfungskommission und Mitprüfer, Herrn Prof. Dr.-Ing. Andrés Kecskeméthy sowie dem Mitprüfer Herrn Prof. Dr.-Ing. Paul Josef Mauk.

Mein besonderer Dank gilt außerdem allen wissenschaftlichen und technischen Mitarbeitern des Instituts, den Studien- und Diplomarbeitern sowie den zahlreichen studentischen Hilfskräften, die durch ihr tatkräftiges Mitwirken diese Arbeit ermöglicht haben.

Julika Neuweiler möchte ich für die kritische Durchsicht der Arbeit danken.

Die Ergebnisse der Arbeit wurden zu einem großen Teil im Rahmen eines Gemeinschaftsforschungsprojektes erarbeitet, welches dankenswerter Weise von den Firmen August Steinmeyer GmbH und Co. KG und Bosch Rexroth Mechatronics GmbH unterstützt wurde.

Danke!

Essen, im April 2010

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung.....	1
1.1	Einleitung und Zielsetzung.....	1
2	Stand der Forschung und Technik.....	4
2.1	Der Kugelgewindetrieb.....	4
2.1.1	Bezeichnungen am Kugelgewindetrieb.....	5
2.1.2	Geometrie des Wälzkontaktes.....	6
2.1.3	Vorspannung.....	8
2.1.4	Kugelrückführung.....	9
2.1.5	Kinematik des Kugelgewindetriebes.....	11
2.2	Tribologie des Kugelgewindetriebs.....	14
2.2.1	Reibung und Schmierung.....	14
2.2.2	Verschleiß.....	16
2.2.2.1	Oberflächenzerrüttung.....	18
2.2.2.2	Abrasion.....	18
2.2.2.3	Adhäsion.....	19
2.2.2.4	Tribochemische Reaktion.....	20
2.2.3	Tribosystem Kugelgewindetrieb und Schadensformen.....	20
2.3	Lebensdauerprognose für Kugelgewindetriebe.....	23
2.3.1	Tragfähigkeit und Lebensdauerprognose nach DIN 69051 / ISO 3408.....	23
2.3.2	Lineares Verschleißbetrags-Modell für Kugelgewindetriebe.....	23
2.3.2.1	Bewertete Verschleißarbeit.....	25
2.4	Kugelgewindetriebe an Spritzgießmaschinen.....	25
2.4.1	Elektrisch-mechanische Einspritzachse.....	27
2.4.2	Elektrisch-mechanische Schließachse.....	29
3	Lösungsansatz des Lebensdauerprognosemodells.....	31
4	Ausarbeitung des Lebensdauerprognosemodells.....	36
4.1	Eingangsgrößen.....	36
4.1.1	Belastungsdaten.....	36
4.1.2	Geometriedaten.....	36
4.1.3	Werkstoff-, Oberflächen- und Stoffeigenschaften.....	37
4.1.4	Verschleißgrenze.....	37
4.2	Datenaufbereitung und Vorarbeiten.....	37
4.2.1	Aufbereitung der Belastungsdaten.....	37
4.2.2	Strukturanalyse.....	38
4.2.3	Diskretisierung der Bauteilgeometrie.....	45
4.2.4	Lokaler Tragfaktor.....	45
4.3	Ermüdungsverschleiß und Lebensdauer.....	46
4.3.1	Erweiterung des DIN-Berechnungsmodells.....	46
4.4	Abrasiveverschleiß und ertragbare Zyklenzahl.....	49
4.4.1	Gleitgeschwindigkeit im Kontakt Kugel/Laufbahn.....	49
4.4.1.1	Mikroschlupf.....	50
4.4.1.2	Makroschlupf.....	51
4.4.1.3	Bohrbewegung im Kontakt zwischen Laufbahn und Kugel.....	55
4.4.2	Flächenpressung im Kontakt zwischen Kugel und Laufbahn.....	57

4.4.3	Gleitgeschwindigkeit im Kontakt zwischen Kugel und Kugel	58
4.4.4	Flächenpressung im Kontakt zwischen Kugel und Kugel	59
4.4.5	Gleitgeschwindigkeit im Rückführsystem	60
4.4.6	Flächenpressung im Rückführsystem	61
4.4.7	Reibungszustand und Schmierfilm	61
4.4.8	Berechnung der Verschleißarbeit	64
4.4.8.1	Verschleißarbeit an den Kugeln	64
4.4.8.2	Verschleißarbeit an der Mutter	65
4.4.8.3	Verschleißarbeit an der Spindel	66
4.4.9	Berechnung des Verschleißbetrages	67
4.4.9.1	Schädigungsparameter	69
4.4.10	Lokal ertragbare Zyklenzahl für Abrasivverschleiß	72
5	Experimentelle Untersuchungen	73
5.1	Versuchsbedingungen	73
5.2	Prüfstand für Kugelgewindetriebe	76
5.3	V Versuchsergebnisse und Auswertung	77
5.3.1	Versuchsprotokolle	77
5.3.2	Analyse und Bewertung der Versuchsergebnisse	84
5.3.2.1	Erklärungsansätze für die Phasen sprunghaft erhöhter Drehmomente	85
5.3.2.2	Werkstofftechnische Untersuchung der Prüfkörper	86
5.3.2.3	Diskussion der werkstoffkundlichen Untersuchungsergebnisse	93
5.3.2.4	Schlussfolgerungen aus den Versuchs- und Untersuchungsergebnissen	94
5.3.2.5	Ausfallkriterien für Kugelgewindetriebe an Kunststoffverarbeitungs- maschinen	94
5.3.2.6	Einfluss der Prozessparameter	101
5.4	Fazit der Versuchsreihe	102
6	Optimierung von Schwerlast-Kugelgewindetrieben	103
6.1	Kugelgewindetrieb mit asymmetrischem Kontaktwinkel	103
6.1.1	Tragfähigkeit und Verschleiß	104
6.1.2	Strukturanalyse des Kugelgewindetriebs und lokale Tragfaktoren	107
6.2	Orientierung des Flansches zur Last	109
7	Fazit, Kritik und Ausblick	111
8	Zusammenfassung	112
9	Anhang	116
9.1	Bewertung der Zuverlässigkeit der Ergebnisse der numerischen Strukturanalyse	116
10	Literaturverzeichnis	123

Verzeichnis der verwendeten Formelzeichen und Abkürzungen

Abkürzungen

CPU	Central Processing Unit
EDX	Energiedispersive Röntgenanalyse
EHD	Elastohydrodynamik
FEM	Finite Elemente Methode
Gl.	Gleichung
KGT	Kugelgewindetrieb
PC	Personal Computer
REM	Raster-Elektronen-Mikroskopie
SPS	Speicherprogrammierbare Steuerung

Nomenklatur

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
a	[m]	große Halbachse der Berührellipse nach Hertz
a	[m/s ²]	Beschleunigung
a_{Rfs}	[m/s ²]	Beschleunigung der Kugeln im Rückführsystem
A_E	[m ²]	Fläche der Kontaktellipse
b	[m]	Kleine Halbachse der Berührellipse nach Hertz
B	[-]	Werkstoff und oberflächentopologieabhängiger Faktor
C	[-]	Werkstoff und oberflächentopologieabhängiger Faktor
C	[N]	dynamische Tragzahl
C_a	[N]	dynamische axiale Tragzahl
C_{am}	[N]	modifizierte dynamische axiale Tragzahl
C_i	[N]	dynamische axiale Tragzahl für einen Umlauf der Kugelgewindespindel
C_{im}	[N]	modifizierte dynamische axiale Tragzahl für einen Umlauf der Kugelgewindespindel
d_0	[mm]	Kugelgewindespindel-Nenndurchmesser
d_1	[mm]	Kugelgewindespindelaußendurchmesser
d_2	[mm]	Kugelgewindespindelkerndurchmesser
d_3	[mm]	Wellendurchmesser für Lagersitz
D_1	[mm]	Außendurchmesser des Kugelmutterkörpers
D_2	[mm]	Kerndurchmesser des Kugelmutterkörpers
D_3	[mm]	Innendurchmesser des Kugelmutterkörpers
D_{pw}	[m]	Kugelmittenkreisdurchmesser

D_w	[m]	Kugeldurchmesser
E	[N/mm ²]	Elastizitätsmodul
E_{red}	[N/mm ²]	Reduzierter Elastizitätsmodul
F	[N]	Kraft
F_{ac}	[-]	Faktor für Fertigungstoleranzen
F_{ax}	[N]	Axialkraft
f_h	[-]	Härtefaktor zur Ermittlung der dynamischen axialen Tragzahl
F_{KD}	[N]	Druckkraft im Kontakt Kugel-Kugel
F_{KS}	[N]	Staukraft im Kontakt Kugel-Kugel
f_m	[-]	Faktor für unterschiedliche Stahlerschmelzungsverfahren
F_m	[N]	Dynamisch äquivalente axiale Last
F_N	[N]	Normalkraft
F_R	[N]	Reibkraft
$F_{R,KD}$	[N]	Reibkraft, durch Druckkraft F_{KD} induziert
$F_{R,KS}$	[N]	Reibkraft, durch Staukraft F_{KS} induziert
f_m	[-]	Schmiegung von Mutterlaufbahn und Kugel
f_{rs}	[-]	Schmiegung von Spindellaufbahn und Kugel
F_T	[N]	Trägheitskraft aus der Kugeleigenrotation
$F_{T,rfs}$	[N]	Trägheitskraft auf eine im Rückführsystem gleitende Kugel
F_U	[N]	Umfangskraft
g	[m/s ²]	Erdbeschleunigung
G	[-]	Werkstoffkennzahl
h	[m]	Rechnerische Schmierfilmdicke
i	[-]	Anzahl der tragenden Umläufe
i	[-]	Index für verschiedene Lastzyklenformen
H	[-]	Schmierfilmdickenkennzahl
HB	[-]	Härte nach Brinell
HB_K	[-]	Härte der Kugel nach Brinell
HB_M	[-]	Härte der Mutter nach Brinell
HB_S	[-]	Härte der Spindel nach Brinell
HB_U	[-]	Härte des Umlenksystems nach Brinell
k	[-]	Verhältnis der beiden Halbachsen a und b
K	[s ² /m ²]	Proportionalitätsfaktor
L	[10 ⁶ Umdrehungen]	Lebensdauer
L_1	[mm]	Gewindelänge

L_m	[10^6 Umdrehungen]	Modifizierte Lebensdauer
L_n	[mm]	Länge der Kugelgewindemutter
m_{Kugeln}	[kg]	Masse der Kugeln
n	[-]	Häufigkeit (allgemein)
n	[1/s]	Drehzahl
n	[-]	Zyklenzahl
n_i	[-]	Anzahl der Lastzyklen der Form i
p	[N/mm ²]	Mittlere Flächenpressung im Kontakt
p_0	[N/mm ²]	Maximale Flächenpressung im Kontakt
$p_{0, \text{KK}}$	[N/m ²]	Flächenpressung im Kontakt Kugel/Kugel
$p_{0, \text{KM}}$	[N/m ²]	Flächenpressung im Kontakt Kugel/Mutter
$p_{0, \text{KS}}$	[N/m ²]	Flächenpressung im Kontakt Kugel/Spindel
$p_{0, \text{KU}}$	[N/m ²]	Flächenpressung im Kontakt Kugel/Umlenksystem
P_h	[mm]	Steigung des Gewindes
q	[-]	Anwendungsspezifischer Faktor zur Verschleißgeschwindigkeitsberechnung
Q	[N]	Normalkraft
R	[m]	Radius
R	[m]	Reduzierter Krümmungsradius
R_a	[μm]	Arithmetischer Mittenrauhwert
r_n	[mm]	Kugellaufbahnradius der Kugelgewindemutter
R_{q1}, R_{q2}	[μm]	Quadratischer Mittenrauhwert von Reibpartner 1 bzw. 2
r_s	[mm]	Kugellaufbahnradius der Kugelgewindespindel
S	[kg]	Schädigung
S_p	[-]	Schädigungsparameter
s_{rel}	[m]	Relativer Gleitweg, Reibungsweg
t	[s]	Zeit
u	[m/s]	Mittlere Gleitgeschwindigkeit
U	[-]	Geschwindigkeitskennzahl
v	[m/s]	Geschwindigkeit
$v_{i, \text{KK}}$	[m/s]	Geschwindigkeit im Kontakt Kugel/Kugel
$v_{i, \text{KM}}$	[m/s]	Geschwindigkeit im Kontakt Kugel/Mutter
$v_{i, \text{KS}}$	[m/s]	Geschwindigkeit im Kontakt Kugel/Spindel
$v_{i, \text{KU}}$	[m/s]	Geschwindigkeit im Kontakt Kugel/Umlenksystem
Vol_{as}	[m ³]	aktives Schmierstoffvolumen im Kugelgewindetrieb

v_{rel}	[m/s]	Relative Gleitgeschwindigkeit
W_{ad}	[Nm]	Reibungsenergie zur Trennung adhäsiver Bindungen
$W_{el,hys}$	[Nm]	Reibungsarbeit der elastischen Hysterese
W_f	[Nm]	Reibungsenergie, Reibungsarbeit
W_{furch}	[Nm]	Furchungsarbeit
W_{grenz}	[m]	Linearer Grenzverschleiß einer Kugel
$W_{i,KK}^*$	[m/s]	Verschleißgeschwindigkeit aus dem Kontakt Kugel/Kugel
$W_{i,KM}^*$	[m/s]	Verschleißgeschwindigkeit aus dem Kontakt Kugel/Mutter
$W_{i,KS}^*$	[m/s]	Verschleißgeschwindigkeit aus dem Kontakt Kugel/Spindel
$W_{i,KU}^*$	[m/s]	Verschleißgeschwindigkeit aus dem Kontakt Kugel/Umlenk- system
W_{KKP}	[Nm]	Verschleißarbeit Kugel/Kontaktpartner
W_{KM}	[Nm]	Verschleißarbeit der Mutter
W_m	[kg]	Massenmäßiger Verschleißbetrag
W_{SK}	[Nm]	Verschleißarbeit der Spindel
W_{KU}	[Nm]	Verschleißarbeit Kugel/Umlenkssystem
W_{Kugel}	[m]	Linearer Verschleißbetrag einer Kugel
W_l	[m]	Linearer Verschleißbetrag
W_l^*	[m/s]	Lineare Verschleißgeschwindigkeit
W_{pl}	[Nm]	Reibungsarbeit der plastischen Deformation
z_1	[-]	Anzahl tragender Kugeln
z_2	[-]	Anzahl nicht tragender Kugeln
z_{pU}	[-]	Anzahl tragender Kugeln pro Umlauf

Griechische Formelzeichen

α	[Grad]	Kontaktwinkel zwischen Kugel und Laufbahn
α	[mm ² /N]	Viskositäts-Druck-Koeffizient
Δv	[mm/s]	Gleitgeschwindigkeit
η	[Ns/m ²]	Dynamische Viskosität
η_0	[Pa/s]	Nennviskosität
λ	[-]	Lastverhältnis
λ_{KS}	[-]	Lastverhältnis im Kontakt Kugel/Spindel
λ_{KM}	[-]	Lastverhältnis im Kontakt Kugel/Mutter
λ_{KK}	[-]	Lastverhältnis im Kontakt Kugel/Kugel
λ_{KU}	[-]	Lastverhältnis im Kontakt Kugel/Umlenkssystem
μ	[-]	Reibungszahl

Λ	[l]	Spezifische Schmierfilmdicke
ν	[l]	Querkontraktionszahl
ρ	[1/m]	Krümmung (=reziproker Krümmungsradius)
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ρ_{pk}	[kg/m ³]	Verschleißpartikelmassenkonzentration im Schmierstoff
σ	[μ m]	Effektiver quadratischer Mittenrauhwert der Reibpaarung
σ_N	[N/mm ²]	Normalspannung
τ_R	[N/mm ²]	Reibungsschubspannung
φ	[Grad]	Steigungswinkel
ω	[1/s]	Winkelgeschwindigkeit
ω_B	[1/s]	Bohrgeschwindigkeit
$\bar{\omega}_B$	[1/s]	Durchschnittliche Bohrgeschwindigkeit

1 Einführung

1.1 Einleitung und Zielsetzung

Bei einem Kugelgewindetrieb handelt es sich um die Gesamtheit eines Wälzschraubtriebes mit Kugeln als Wälzkörper. Er dient zur Umsetzung einer Drehbewegung in eine Längsbewegung oder umgekehrt [DIN69051]. Kugelgewindetriebe werden hauptsächlich in Werkzeugmaschinen eingesetzt. Im Zusammenwirken mit Antrieb und Linearlager bewerkstelligen sie vornehmlich Positionier- und Verfahrbewegungen der linearen Maschinenachsen. Kugelgewindetriebe finden sich darüber hinaus heute in vielfältigen Anwendungen, wie beispielsweise an Spritzgießmaschinen, Pressen und in der Luftfahrttechnik.

Diese Art des Gewindetriebes hat durch die Kombination seiner günstigen Eigenschaften bezüglich Positioniergenauigkeit, Wirkungsgrad und Steifigkeit andere Lösungen wie beispielsweise Gleitschraubtriebe an Werkzeugmaschinen zurückgedrängt. Im Bereich der Kunststoffverarbeitung und Luftfahrttechnik ist in den vergangenen Jahren ein verstärkter Trend weg von hydromechanischen Lösungen hin zu elektromechanischen Alternativen zu verzeichnen, der sich positiv auf die Verbreitung von Kugelgewindetrieben ausgewirkt hat.

Der Kugelgewindetrieb gehört zu den Vorschubtrieben mit Spindel-Mutter-System und ist der Untergruppe der Rollschraubtriebe zugeordnet. Im Gegensatz zur Untergruppe der Gleitschraubtriebe, bei denen die Flanken der Laufflächen von Mutter und Spindel aneinander gleiten, befinden sich zwischen den Laufflächen der Rollschraubtriebe Wälzkörper. Als Wälzkörper finden Kugeln, Planetenrollen und Rillenzylinder Anwendung. Durch den Einsatz der Wälzkörper erhöht sich der Wirkungsgrad erheblich, da die Gleitreibung durch die deutlich geringere Wälzreibung substituiert wird. Dieser Vorteil wird jedoch mit erhöhter Beanspruchung der im Kraftfluss liegenden Bauteile erkauft, da die Kontaktzonen im Wälzkontakt klein und die auftretenden Flächenpressungen hoch sind. Neben den hohen Flächenpressungen treten im Wälzkontakt auch Gleitbewegungen auf: Zum Einen auf Grund der elastischen Verformung der Kontaktpartner, zum Anderen durch Bohrbewegungen die in der Kinematik des Kugelgewindetriebes begründet sind sowie durch Makroschlupf, der bei ungünstigen Betriebszuständen auftritt. Daneben gibt es weitere Gleitbewegungen, beispielsweise im Kugel/Kugel-Kontakt sowie im Rückführsystem für die Kugeln.

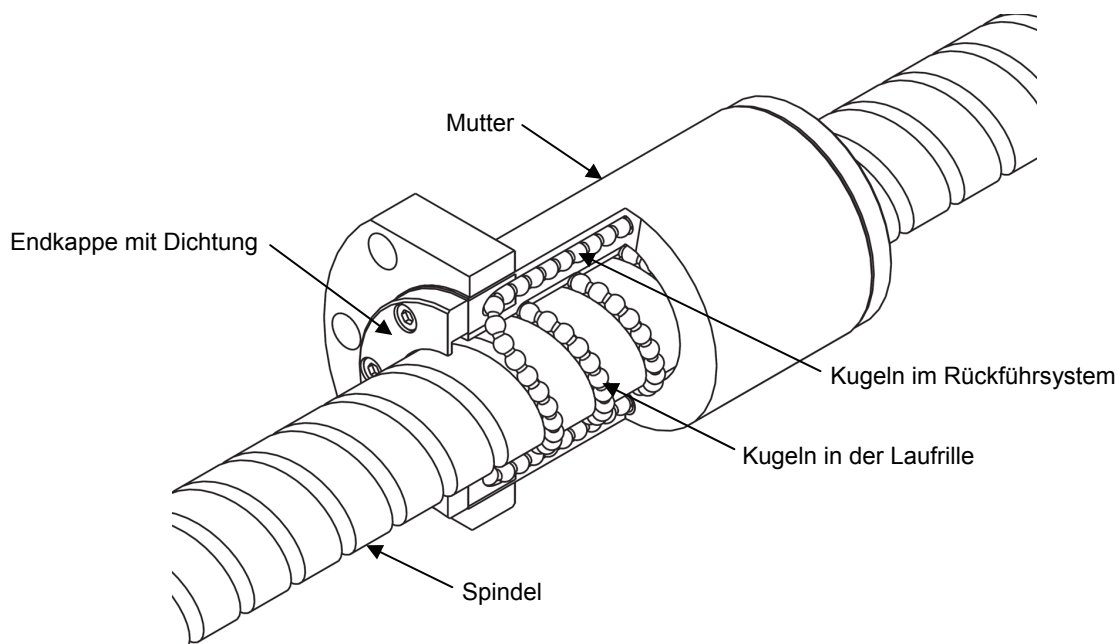


Abbildung 1: Aufbau eines Kugelgewindetriebes nach [THK08]

Die Beanspruchung des Kugelgewindetriebes durch hohe Flächenpressungen mit einhergehenden Gleitbewegungen der Kontaktpartner wird als Hauptursache für den im Betrieb festzustellenden Verschleiß angesehen. Die [DIN69051] und die inhaltsgleiche [ISO3408] berechnen die Lebensdauer für Kugelgewindetriebe jedoch ausschließlich für den Schädigungsmechanismus Ermüdung, welcher durch Spannungen im Werkstoff beim Überrollen der Laufbahn durch die Kugeln hervorgerufen wird. Haberkern [Hab98] passte das Modell für den durch Gleitbewegungen hervorgerufenen abrasiven Verschleiß von Kragelski [Kra83] und Ikramov [Ikr87] an den Kugelgewindetrieb an. Dieses Modell entwickelte Jarosch [Ja08] weiter, indem er die lokale Beanspruchungshöhe durch eine vorgeschaltete Finite-Elemente-Berechnung ermittelt und berücksichtigt. Die Modelle erlauben es einen Verschleißbetrag zu ermitteln, der als proportional zur Abnahme des Kugeldurchmessers betrachtet wird, jedoch gestatten sie nicht die Angabe der Lebensdauer für den Kugelgewindetrieb.

Betriebserfahrungen aus der Industrie haben gezeigt, dass die an Spritzgießmaschinen eingesetzten und nach [DIN69051] dimensionierten Kugelgewindetriebe oft nicht die erwartete Lebensdauer aufweisen. Als Ursache hierfür kommt vor allem der zyklische Betrieb der Maschinenachsen mit der Konzentration von Beanspruchungen auf immer gleiche Bereiche der Spindel und einem schädigungsfördernden Prozessgrößenverlauf in Frage. Die Bewegung der Einspritzachse einer Spritzgießmaschine ist beispielsweise zu Beginn von starken Beschleunigungen und hohen Kräften gekennzeichnet. In der Nachdruckphase sind die Kräfte noch immer hoch, die Vorschubgeschwindigkeiten jedoch minimal. Eine genaue Klärung der typischen Schädigungshistorie und der wirksamen Mechanismen steht noch aus, jedoch ist auf Grund von Simulationsergebnissen und Praxiserfahrungen davon auszugehen, dass es bei starken Beschleunigungen zum Durchrutschen der Kugelschleife kommen kann. Durch die eintretende makroskopische Gleitbewegung kommt es zu Schälungen, Laufrillen und Kratzern, die dem Verschleißmechanismus Abrasion zuzuordnen sind. Die Auslegung nach [DIN69051] berücksichtigt nur die Ermüdung; somit ist die schlechte Prognosegenauigkeit nicht überraschend.

Die vorliegende Arbeit widmet sich dem Entwurf eines Lebensdauermodells für Kugelgewindetriebe. Ziel ist es, ein Lebensdauerprognosemodell zu entwickeln, welches mehrere Verschleißmechanismen – zum Beispiel Ermüdung und Abrasion – berücksichtigt. Weiterhin sollen die Prozessparameter für zyklische Prozesse zur Erhöhung der Prognosegenauigkeit in detaillierter Art und Weise berücksichtigt werden. Um dies zu gewährleisten wird die Schädigung nicht skalar – eine statistisch ausgewogene Verteilung unterstellend – für das Gesamtsystem des Kugelgewindetriebes berechnet, sondern lokal und elementbezogen als Vektor. Weiterhin soll das Modell offen sein für die Berücksichtigung der Schädigungshistorie.

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen sollen grundlegende Erkenntnisse über den Einfluss der Prozessparameter auf die kinematischen Verhältnisse und die daraus resultierende Lebensdauer von Kugelgewindetrieben ermittelt werden. Zur Bestimmung der Lebensdauer während des Betriebes ist (sofern der Steifigkeitsverlust durch Vorspannungsverlust nicht herangezogen werden kann) ein Kriterium zu definieren, da es für Kugelgewindetriebe abweichend von der Betriebsdiagnose für Wälzlager kein etabliertes Verfahren gibt.

Die gewonnenen Erkenntnisse und der sich daraus für die Entwicklung ergebende Tätigkeitsablauf sollen abschließend am Beispiel der Entwicklung eines Schwerlast-Kugelgewindetriebes mit optimierter Laufbahngeometrie zur Erhöhung der Lebensdauer verdeutlicht werden.

2 Stand der Forschung und Technik

2.1 Der Kugelgewindetrieb

Die Gruppe der Vorschubtriebe mit Spindel-Mutter-System umfasst Gleitschraubtriebe und Wälzschraubtriebe. Beide Untergruppen gehören zu den Gewindegetrieben, die bisweilen auch Schraubengetriebe oder Schraubgelenke genannt werden. Gewindegetriebe ermöglichen die Wandlung einer rotatorischen Bewegung in eine lineare Vorschubbewegung. Werden sie im Stillstand betrieben, so erfolgt eine Wandlung von Moment in Kraft. Grundsätzlich können sie auch umgekehrt betrieben werden. Bei der Wandlung von Linearbewegung in Rotationsbewegung kann es jedoch abhängig von der Ausführung und den Eigenschaften des Gewindetriebes zur Selbsthemmung kommen. Maßgeblichen Einfluss hierauf haben Reibwert, Steigungs- und Kontaktwinkel. Das Gewindegetriebe entspricht in seiner Funktion dem Prinzip des Keiles. Wickelt man das Gewinde ab, erhält man zwischen der Radialschnittebene und der Gewinderille den Steigungswinkel.

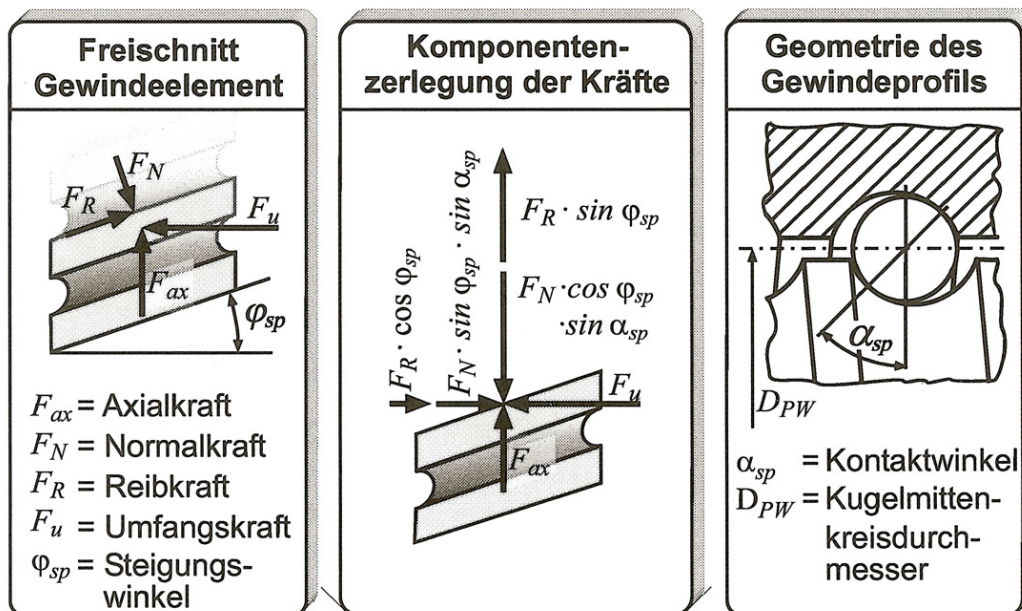


Abbildung 2: Kräftebilanz am Gewindetrieb [Im06] nach [Hab98]

Wie man aus Abbildung 2 ableiten kann, hängt der Grad der Selbsthemmung bzw. der Wirkungsgrad des Systems wesentlich vom Kontakt- und Steigungswinkel ab. Ob Selbsthemmung eintritt hängt für vorgegebene Steigungs- und Kontaktwinkel vom Reibwert ab. Hier findet sich der wesentliche Eigenschaftsunterschied der Rollschraubtriebe zu den Gleitgewindetrieben: die drastisch verringerte Reibung und die somit verbesserte Effizienz, die auf der Substitution der Gleitbewegung durch die Wälzbewegung beruht.

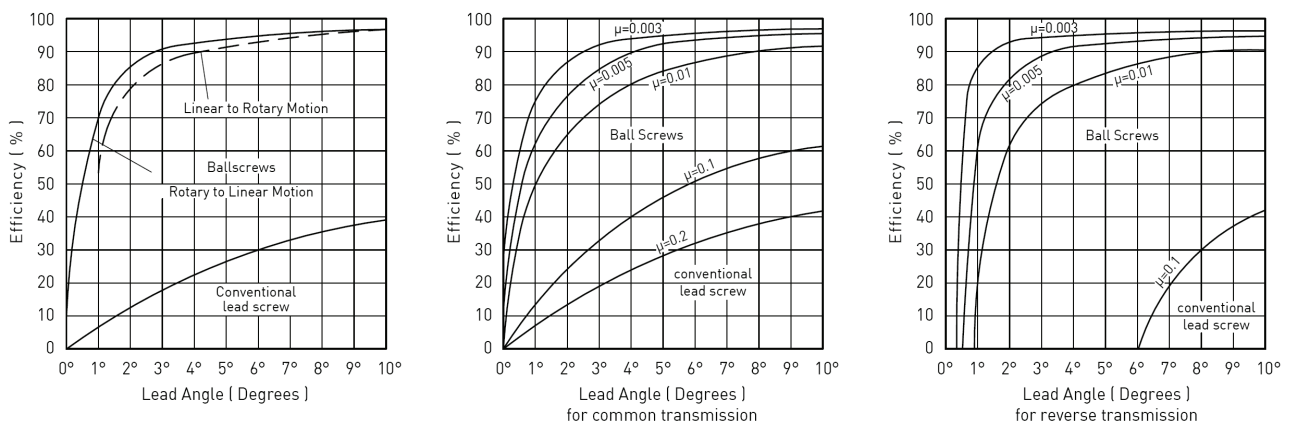


Abbildung 3: Effizienz von Kugelgewindetrieben (ball screws) und Trapezgewindetrieben (conventional lead screw) in Abhängigkeit von Steigungswinkel (lead angle) und Reibwert [Hi06]

Durch den Einsatz der Wälzkörper, die sich in der Laufrille zwischen Mutter und Spindel bewegen, kommt es anstatt zu großflächigem Kontakt zu Punkt- bzw. Linienkontakt. Die Kontaktlinie, bzw. der Kontaktpunkt formen sich auf Grund der Elastizität der Körper in der Praxis zu einer Kontaktfläche aus, die jedoch deutlich kleiner als bei Gleitgewindetrieben ist. Hieraus ergeben sich höhere Flächenpressungen in der Kontaktzone, die zu beschleunigter Werkstoffermüdung führen können. Die Gleitanteile werden deutlich reduziert, so dass es zu geringerem reibungsbedingtem Verschleiß kommt. Neben dem Kugelgewindetrieb finden, wenn beispielsweise große Kräfte erzeugt werden sollen, auch Wälzschraubtriebe mit Planetenrollen und Rillenzylindern Anwendung. Diese sind auf Grund der aufwändigen Herstellung jedoch wenigen Sonderanwendungen vorbehalten.

2.1.1 Bezeichnungen am Kugelgewindetrieb

Die Bezeichnungen am Kugelgewindetrieb sind in Teil 1 der Deutschen Norm 69051 festgelegt. Neben den in Abbildung 4 dargestellten Einzelteilen verfügen Kugelgewindetriebe üblicherweise über eine Kugelrückführung und Dichtelemente. Optional kommen neben den Tragkugeln Trennkugeln und Vorspannelemente zum Einsatz.

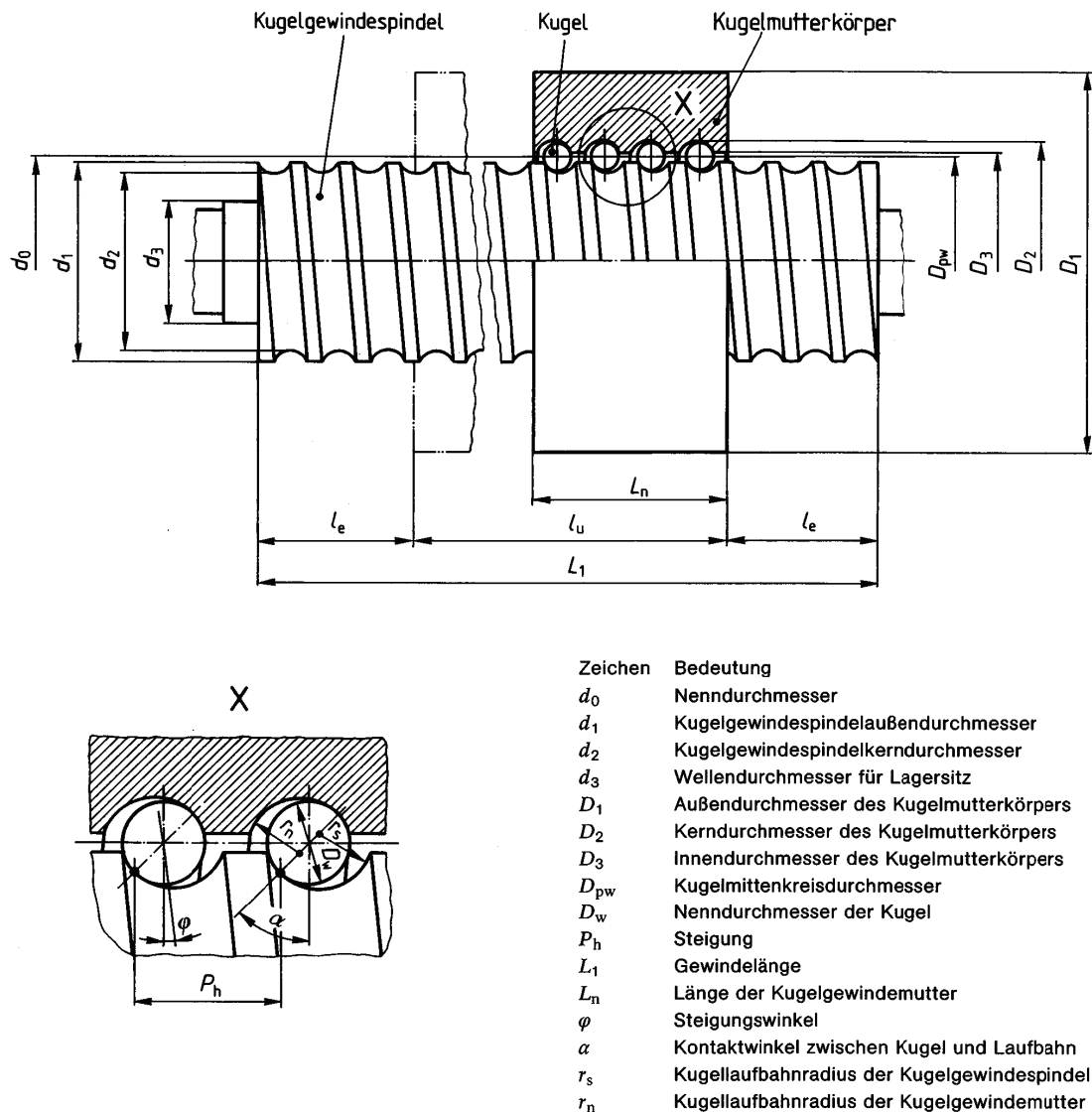


Abbildung 4: Geometrische Bezeichnungen am Kugelgewindetrieb nach [DIN69051]

2.1.2 Geometrie des Wälzkontaktes

Die Geometrie des Wälzkontaktes hat wesentliche Auswirkungen auf die Eigenschaften des Kugelgewindetriebes hinsichtlich seiner Belastbarkeit, Steifigkeit, der auftretenden Reibung und somit auch auf den Wirkungsgrad und die Lebensdauer.

Für Kugelgewindetriebe kann zwischen **Profilformen** mit ebenen und gekrümmten Gewindeflanken unterschieden werden. Eine Übersicht über gebräuchliche Ausführungsformen ist in Abbildung 5 nach [Bö66] gegeben. Wie Haberkern [Hab98] schreibt, beschränkte sich der Einsatz von Kugelgewindetrieben mit ebener Profilform jedoch auf die Anfänge der Kugelgewindetrieb-Entwicklung. Solche Kugelgewindetriebe waren einfacher herzustellen und leichter messtechnisch zu prüfen. Auf Grund der fehlenden Schmiegung zwischen Kugel und Laufbahn und der daraus resultierenden geringen Belastbarkeit dieser Kugelgewindetriebe ging man später zu gekrümmten Profilformen über. Heute findet man nahezu ausschließlich die Ausführungsform als gotisches Spitzbo-

genprofil. Haberkern führt für die starke Verbreitung des Spitzbogenprofils die Möglichkeit an, dass sich Schmutzteilchen im Gewindegrund sammeln können. Darüber hinaus ist jedoch zu bedenken, dass die Variante des Kugelgewindetriebes mit Vorspannung durch übergroße Kugeln (siehe auch Abschnitt 2.1.3), nur bei Verwendung eines Spitzbogenprofils möglich ist.

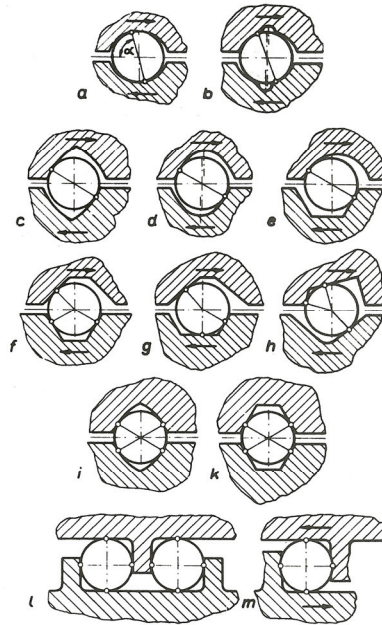


Abbildung 5: Übersicht über Profilformen [Bö66]

Die Geometrie des Laufbahnprofils wird nach [DIN69051] sowie [ISO3408] im Axialschnitt angegeben beziehungsweise bestimmt. Für die Kontaktsituation zwischen Kugel und Laufbahn sind jedoch die geometrischen Größen im Normalschnitt, sowie auf den beiden hierzu senkrecht und zueinander senkrecht liegenden Ebenen die durch den Berührungspunkt gehen, zu berücksichtigen. Für geringe Steigungswinkel sind die Abweichungen laut [Bö66] jedoch gering.

Aus der Geometrie des Wälzkontaktes folgt die **Anzahl der Berührungspunkte** zwischen der Kugel und den Laufbahnen. Der einfachste Fall ist in Abbildung 5, Piktogramme a-e, zu sehen. Hier berührt die Kugel die Laufbahn von Mutter und Spindel je einmal. Die Drehachse der Kugel ergibt sich senkrecht zu der Verbindungsline der Kontaktpunkte. Für die Fälle nach den Piktogrammen i und k, bei denen eine Vorspannung durch übergroße Kugeln verwendet wird, ergibt sich die Drehachse der Kugel als Parallele zur Spindelachse. Hier kommt es bei kleinen axialen Lasten zu makroskopischen Gleitbewegungen in den vier Kontaktpunkten. Bei axialen Lasten führen die sich einstellenden elastischen Verformungen zur Entlastung oder zum Verschwinden von zwei Berührungspunkten. Dadurch ergibt sich für die Kugel wieder eine Drehachse senkrecht zu den höchstbelasteten Berührungspunkten. Das Eintreten dieses Effekts kann durch Wahl des Vorspannungsgrades (Kugelgröße) – üblicherweise im Bereich von 1-2% der dynamischen Tragzahl – beeinflusst werden. In der Praxis kann es durch Maßabweichungen im Fertigungsprozess und Schwingungen durchaus auch zu weiteren Kontaktformen, wie beispielsweise dem Dreipunktkontakt kommen. Laut Haberkern [Hab98] ist für Drei und Vierpunktkontakt mit einer Verdopplung des Gesamtreibmomentes im Vergleich zum Zweipunktkontakt für Leerlaufphasen zu rechnen.

Die **Schmiegung** zwischen Kugel und Spindel (f_{rs}) bzw. Kugel und Mutter (f_{rn}) ist nach [DIN69051] wie folgt definiert:

$$f_{rs} = r_s / D_w \qquad f_{rn} = r_n / D_w \qquad (\text{Gl. 2.1, 2.2})$$

mit r_n = Profilradius der Mutterlaufbahn
 r_s = Profilradius der Spindellaufbahn

Enge Schmiegungen erhöhen die Steifigkeit des Wälzkontaktes und rufen höhere Wälzreibung hervor. Sofern Bohrbewegungen auftreten erhöht sich auch die Bohrreibung. Der theoretische Grenzwert für die Schmiegung liegt bei 0,5. Standard Kugelgewindetriebe haben üblicherweise Schmiegungen im Bereich zwischen 0,53 und 0,55.

Der **Kontaktwinkel** hat maßgeblichen Einfluss auf die Höhe der Normalkraft im Kontakt bei vorgegebener Axialkraft. Aus den geometrischen Beziehungen ergibt sich, dass große Kontaktwinkel zu geringeren Beanspruchungen in den Kontaktzonen führen. Mit steigendem Kontaktwinkel erhöht sich jedoch auch der Anteil der Bohrreibung. Dieser Zielkonflikt muss unter Berücksichtigung der Betriebseigenschaften – Kontaktwinkel $< 90^\circ$ erlauben die Selbstzentrierung der Mutter auf der Spindel – und der verfügbaren Fertigungstechnologie gelöst werden. Laut Dambacher [Da05] ist die Fertigung von Kugelgewindetrieben mit hohem Kontaktwinkel aufwändiger, da die tiefen Gewindeflanken nur schwer gehärtet und mit der erforderlichen Präzision geschliffen werden können. In der Praxis haben sich Kugelgewindetriebe mit Kontaktwinkeln zwischen 40 und 55 Grad durchgesetzt. Einen Kugelgewindetrieb mit extrem hohem Druckwinkel stellt [Da05] in seiner Dissertation vor. Für ihn steht die Zunahme der Steifigkeit im Mittelpunkt. In der Praxis konnte sich die Entwicklung bis heute nicht durchsetzen, was wahrscheinlich auf den konstruktiven, fertigungstechnischen und handhabungstechnischen Mehraufwand zurückzuführen ist.

2.1.3 Vorspannung

Die Vorspannung des Kugelgewindetriebes erfolgt mit dem Ziel der Steifigkeitserhöhung und der Gewährleistung von Spielfreiheit. Steifigkeit und Spielfreiheit ermöglichen den Betrieb von Kugelgewindetrieben in leistungsfähigen Lageregelkreisen. Weiterhin gewährleistet die Spielfreiheit eine definierte Lage der Kugeln in der Gewinderille. Somit ist die Kinematik des Systems bestimmbar. Die definierte Führung der Kugeln wirkt sich darüber hinaus positiv auf die Laufruhe des Systems aus.

Eine äußere Vorspannung kann durch eine stetig wirkende Last, wie beispielsweise die Schwerkraft, gewährleistet werden. Reicht eine äußere Vorspannung nicht aus, ist sie nicht realisierbar oder nicht erwünscht, so wird auf die weit verbreitete interne Vorspannung zurück gegriffen.

Interne Vorspannung kann durch Kugeln mit Übermaß (c), durch einen Steigungsversatz von Gewindeumläufen (b) oder Gewindegängen (e) zueinander oder durch eine zweigeteilte Mutter mit einem Distanzelement (d) oder einer Feder (a) erreicht werden, siehe Abbildung 6.

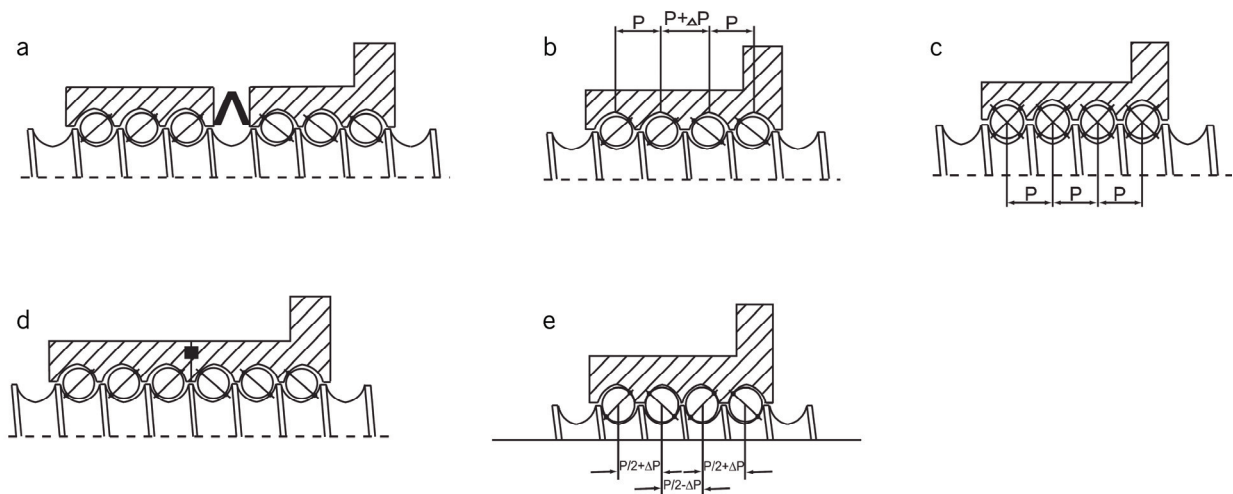


Abbildung 6: Interne Vorspannungsprinzipien für Kugelgewindetriebe nach [SM02]

Bei der Vorspannung durch Kugelübermaß erhöht sich die Reibung und der Verschleiß des Systems durch den Vierpunkt-Kontakt. Werden andere interne Vorspannungsmechanismen verwendet, so reduziert sich die Anzahl der im Kraftfluss stehenden Kugeln auf die Hälfte. Dementsprechend muss die doppelte Mutterlänge gefertigt werden, um die gleiche Tragfähigkeit zu erreichen. Auf Grund der zunehmenden Wälzreibung und Bohrreibung in den sich durch die Vorspannung vergrößernden Kontaktbereichen, erhöht sich jedoch auch für Varianten mit 2-Punkt Berührung die Reibung und der Verschleiß.

Weitere Varianten der internen Vorspannung und Vorspannungsvariation werden in der Dissertation von Golz [Go90] beschrieben, die sich mit dem Reibungsverhalten von Kugelgewindetrieben in Abhängigkeit von ihrer Vorspannung beschäftigt. Um bei schnellen Verfahrensbewegungen im Eilgang geringe Reibungswerte zu erzielen und trotzdem bei der Bearbeitung eine hohe Steifigkeit zu gewährleisten, entwirft er einen piezobasierten Aktor der die Hälften einer Doppelmutter mit variabel regelbarer Kraft gegeneinander verspannt. Die Reibungsreduktion im Eilgang führt zu geringerer Erwärmung und somit zu höherer Präzision bei gleichzeitiger Zunahme der Lebensdauer.

2.1.4 Kugelrückführung

Da die Kugeln nach Durchlaufen eines Umlaufes ihre Position in Axialrichtung um den Betrag der Gewindesteigung verändert haben, müssen diese eine Rückführung erfahren um den Kugelgewindetrieb kontinuierlich verfahren zu können. Hierfür gibt es verschiedene Arten von Rückführsystemen, siehe Abbildung 7. Unterschieden wird zwischen Systemen mit interner und externer Rückführung. Die interne Rückführung kann durch Einzelumlenkstücke und Umlenkleisten über einen Gewindegang oder, bei mehrgängigen Gewinden, über einen Teil des Gewindeganges erfolgen. Externe Rückführungen erlauben die Rückführung der Kugel über mehrere oder alle Gewindegänge der Mutter. Die üblichen Ausführungsformen sind die mit Umlenkrohr außerhalb des Mutterkörpers und die Rückführung durch eine axiale Bohrung im Mutterkörper.

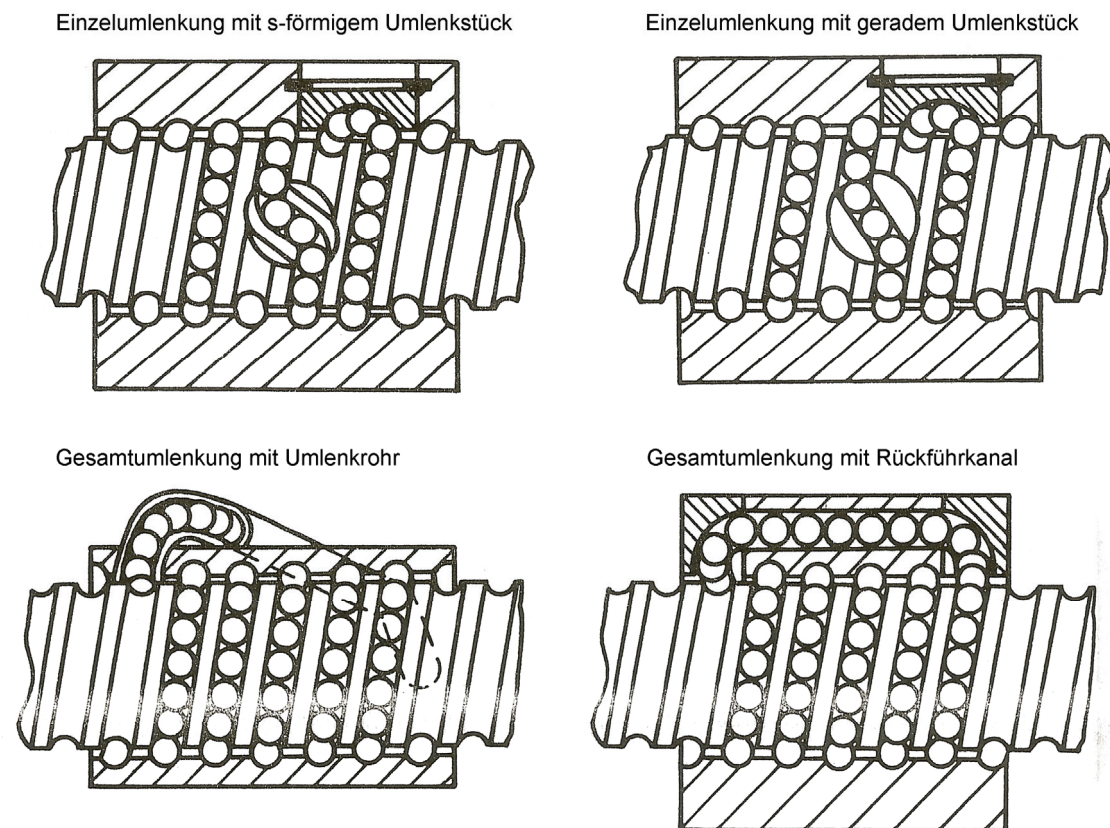


Abbildung 7: Bauformen der Kugelrückführung [Go90]

Günstig auf das Verhältnis von tragenden Kugeln zur Gesamtlänge der Mutter wirkt sich die externe Rückführung über alle Gewindegänge aus, die auch als Gesamtumlenkung bezeichnet wird. Haberkern [Hab98] nennt jedoch eine allgemein bestätigte Obergrenze von 120 Kugeln je geschlossenem Umlauf, die nicht überschritten werden darf. Hierdurch ergibt sich für Systeme mit Gesamtumlenkung eine Begrenzung der Mutterlänge. Durch den Eintritt ins Rückführsystem wird die Kinematik der Kugelbewegung gestört. Die Kugeln im Rückführsystem werden von den nachfolgenden Kugeln durch den Rückführkanal gedrückt, ohne dass sie dabei eine definierte Wälzbewegung durchführen. Bei Eintritt in den Rückführkanal befinden sich die Kugeln in Rotation. Durch die Reibungskräfte im Kontakt mit den Wänden des Rückführkanals und den vorausgehenden und nachfolgenden Kugeln verringert sich die Kugelrotation und kommt gegebenenfalls vollständig zum Erliegen. Bei Wiedereintritt in die Gewinderille werden die Kugeln durch die wirkenden Kontaktkräfte zwischen Gewindeflanken und Kugel rotatorisch beschleunigt, so dass die kinematisch bestimmte Wälzbewegung wieder hergestellt wird. Trotz erheblicher Leistungssteigerungen hinsichtlich der erreichbaren Verfahrgeschwindigkeiten – derzeit liegt die Grenze bei 120 m/min und einem Drehzahlkennwert (Durchmesser * Drehzahl) von 160.000 [NSK06], [Fr01] – liegen die Wälzgeschwindigkeiten der Kugeln bei Kugelgewindetrieben noch deutlich unter denen von Schrägkugellagern. Hier ist neben der begrenzten Wärmeabfuhr die Belastung der Umlenkstücke eine entscheidende Grenze. Mit Hilfe von Dehnungsmessstreifen, die auf den Lippenrückseiten von Umlenkrohren appliziert wurden, veranschaulicht [Mi98] die durch das Auftreffen der Kugel auf das Umlenkrohr hervorgerufenen Kräfte. Beim Austritt der Kugeln aus dem Umlenkrohr sind die Kräfte erwartungsgemäß sehr gering. Zu hohe Kugelgeschwindigkeiten beim Eintritt in den Rück-

führkanal führen zu unzulässig großem Verschleiß und schnellem Totalausfall des Kugelgewindetriebes durch Verklemmen.

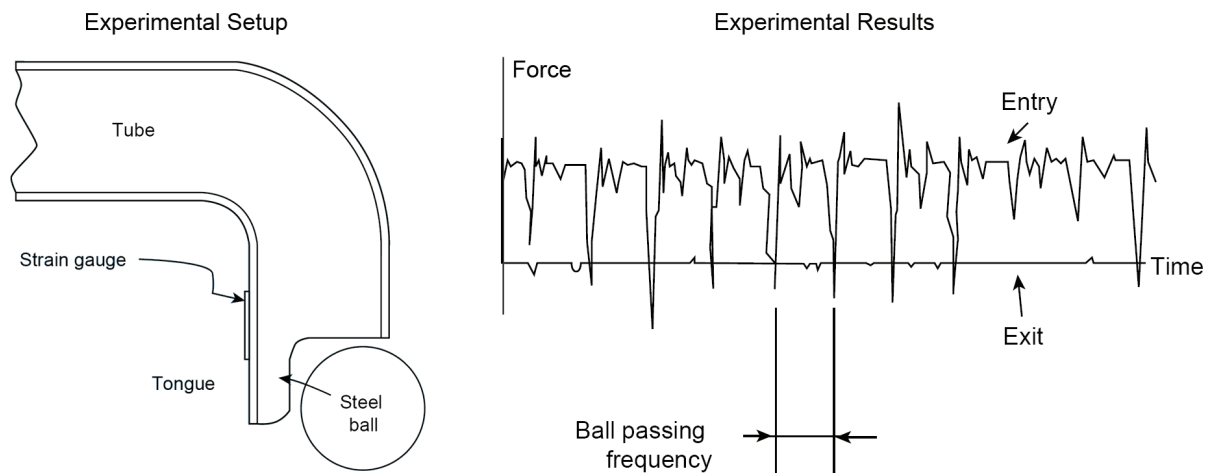


Abbildung 8: Messung der Kontaktkraft an den Lippen des Umlenkrohres [Mi98]

2.1.5 Kinematik des Kugelgewindetriebes

Die Bewegungspfade der Kugeln im Kugelgewindetrieb sind durch die helixförmige Gestaltung der Laufbahnen und das Rückführsystem festgelegt. Wie sich die Kugeln entlang dieses Pfades bewegen, hängt jedoch von Faktoren wie dem Bewegungszyklus (Drehzahl und Beschleunigung), den Axial- und Radiallasten und der Vorspannungsmethode ab.

Befindet sich die Kugel in der Gewinderille – typischerweise unter einer Axiallast – so ist der Regelfall, dass die Kugel auf den Laufflächen eine Wälzbewegung erfährt. Mit der Wälzbewegung geht eine Bohrbewegung der Kugel einher, die Bohrreibungsmomente hervorruft. Bei der Bohrbewegung rotiert die Kugel um die Normale zur Tangentialebene des Berührungspunktes. Nach Hertz [He1895, Mu50] ist die Kontaktfläche nicht punktförmig, sondern entspricht einer ellipsenförmigen Fläche. Hierdurch kommt es bei Bohrreibung zu Gleitbewegungen in der Kontaktzone, deren Geschwindigkeit vom Zentrum nach außen hin – bei abnehmender Flächenpressung – zunimmt.

Für Kugelgewindetriebe liegt bei Wälzbewegungen der Kugeln immer Bohrreibung vor, da die Winkelgeschwindigkeitsvektoren in den Berührungspunkten nicht Tangente an die Laufbahnen sind. Dies ist gleichbedeutend mit der Verletzung einer der beiden Bedingungen:

- ω_i liegt in der von T_i und t_i aufgespannten Ebene
- ω_a liegt in der von t_a und t_a aufgespannten Ebene

Zur Veranschaulichung der Bewegungsverhältnisse und Begriffe sind die Geschwindigkeitspläne für verschiedene Wälzkontakte in Abbildung 9 dargestellt.

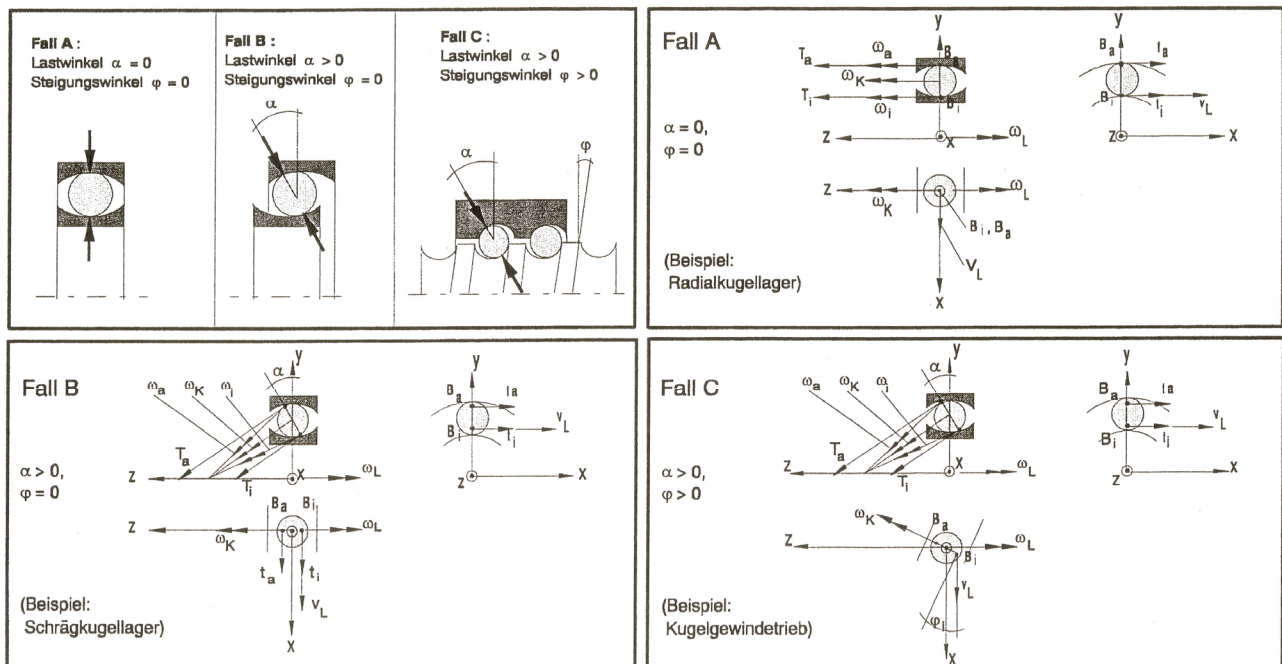


Abbildung 9: Geschwindigkeitspläne ausgewählter Wälzkontakte [Hab98], Fall B nach [Br95]

Für Schräggugellager liegt, wie aus Abbildung 9 erkennbar, ebenfalls Bohrreibung vor. Für diese gibt Brändlein [Br95] das Bohr-Roll-Verhältnis als Größe zur Beschreibung des Verhältnisses von Bohrbewegung zu Rollbewegung an:

$$\tan \varepsilon = \omega_B / \omega_R \quad (\text{Gl. 2.3})$$

Die Betrachtungsweise lässt sich auf Kugelgewindetriebe übertragen. Abhängig von Faktoren wie beispielsweise der Wahl der Schmiegung für Mutter und Spindel, Fertigungsungenauigkeiten und der wirksamen Drehzahl (Fliehkrafteinfluss) kann die Bohrreibung ganz oder teilweise in einem einzigen der Kontaktpunkte erfolgen. Der andere Kontaktpunkt ist in diesem Fall frei von Bohrreibung. Mit zunehmendem Lastwinkel steigt das Bohr-Roll-Verhältnis.

Wie Haberkern ausführt [Hab98] tritt im Gegensatz zum Schräggugellager beim Kugelgewindetrieb noch eine weitere Gleitbewegung im Wälzpunkt auf. Diese ist zurückzuführen auf die Gewindesteigung, da hierdurch der Winkelgeschwindigkeitsvektor ω_K der Kugeleigenrotation nicht mehr senkrecht zum Bahngeschwindigkeitsvektor v_L der translatorischen Relativbewegung Kugel/Laufbahn ist. Die Gleitbewegung nimmt mit zunehmender Gewindesteigung zu.

Bei starken Beschleunigungsvorgängen ist es denkbar, dass die Kugeln aus dem Zustand des Abwälzens in einen Zustand des reinen Gleitens übergehen. Bedingung hierfür ist, dass die Trägheitskraft der Kugel die übertragbaren Reibkräfte in den Kontaktpunkten übersteigt. Dieser Zustand ist bereits von einigen Autoren, z.B. [Hab98], als realistisch beschrieben worden, jedoch fehlt bis dato die Veröffentlichung der detaillierten Versuchsbeschreibung und der gegebenenfalls vorliegenden Versuchsergebnisse. Dies kann an der Tatsache liegen, dass es schwierig ist die Vor-

gänge im Kugelgewindetrieb zu beobachten, ohne das System in seinen Eigenschaften zu verändern.

Befindet sich die Kugel im Rückführsystem, so kann ebenfalls nicht mehr von einer geordneten Wälzbewegung gesprochen werden. Die Kugeln werden vielmehr von den nachfolgenden Kugeln durch den Rückführkanal gedrückt, siehe hierzu Abschnitt 2.1.4. Diesbezüglich schreibt Golz [Go90] in seiner Arbeit, dass die Druckkraft F_{KD} und die wirksame Staukraft F_{KS} Reibungskräfte induzieren ($F_{R,KD}$, $F_{R,KS}$) und so ein Moment entsteht, das dem Moment entgegenwirkt, welches die Reibkräfte F_U die durch die Normalkräfte F_N entstehen, einbringen.

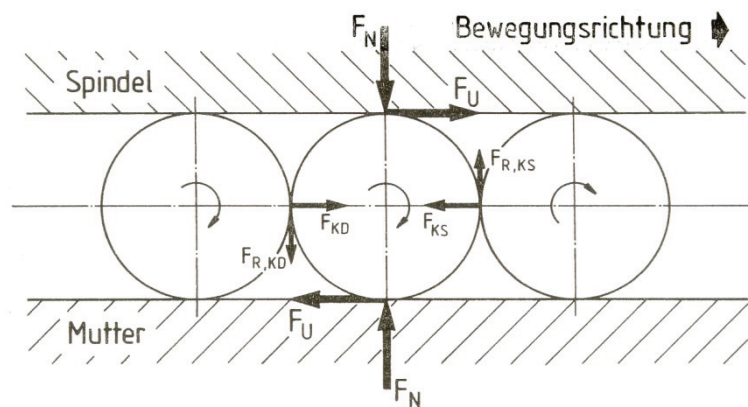


Abbildung 10: Kräftegleichgewicht an der Kugel, nach [Go90]

Erreicht die Reibung im Rückführsystem einen kritischen Wert, so kann dies dazu führen, dass Stau- und Druckkräfte zu einem Moment der Größe führen, welches die Kugeln in der Laufrille dazu zwingt von der Wälzbewegung ins Gleiten überzugehen. Dieser Effekt betrifft die Kugeln in der Laufrille unmittelbar vor Eintritt in das Rückführsystem.

Bewegen sich die Kugeln in einem durch Kugelübermaß vorgespannten System – vergleiche Abbildung 6 – ohne maßgebliche Axiallast, so stellt sich die Kugelrotationsachse parallel zur Spindelachse ein. In den vier Kontaktzonen kommt es zu ausgeprägten Gleitbewegungen, die jedoch die Reibung im System nur moderat erhöhen, da die wirksamen Flächenpressungen – abhängig von der Vorspannungsgröße – typischerweise gering sind.

Auf die ausführliche Beschreibung der Bewegungsgleichungen wird an dieser Stelle unter Hinweis auf [Da05, Li03, Lin94] verzichtet. Bei der Arbeit von [Li03] ist zu beachten, dass er elastische Verformungen berücksichtigt und die Bewegungsgleichungen richtig aufstellt, die Masse der Kugeln jedoch nicht richtig bestimmt und folglich die Ergebnisse seiner dynamischen Simulationen ungenau sind. Es ist fraglich, in wie weit das verwendete Modell zur Beschreibung der Schmierung geeignet ist.

2.2 Tribologie des Kugelgewindetriebs

Tribologie ist die Wissenschaft und Technik von aufeinander einwirkenden Oberflächen in Relativbewegung. Sie umfasst das Gesamtgebiet von Reibung und Verschleiß, einschließlich Schmierung, und schließt entsprechende Grenzwechselwirkungen sowohl zwischen Festkörpern als auch zwischen Festkörpern und Flüssigkeiten oder Gasen ein; die Begriffsdefinitionen der Tribologie sind in [GFT02] und der wegen nicht fristgerechter Überarbeitung zurückgezogenen [DIN50320] festgelegt.

Die Struktur (stoffliche Einflussgrößen) eines tribologischen Systems besteht in der Regel aus den Elementen Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium. Die nichtstofflichen Einflussgrößen (Beanspruchungskollektiv) sind die Bewegungsform, die wirksame Normalkraft, die Relativgeschwindigkeit, die Temperatur und die Beanspruchungsdauer. Stoffliche und nichtstoffliche Einflussgrößen zeigen häufig eine Wechsel- und Rückwirkung aufeinander. Aus diesem Grund müssen tribologische Eigenschaften immer als Eigenschaft eines Wirksystems begriffen werden. Als Folge des Reibungs- und Verschleißvorgangs ergibt sich im Betrieb des Maschinenelementes eine Reibkraft, bzw. ein Reibmoment und es stellt sich ein Verschleißergebnis ein. Das Verschleißergebnis wird durch Oberflächenveränderungen (Erscheinungsform) und Materialverlust (Messgrößen) beschrieben.

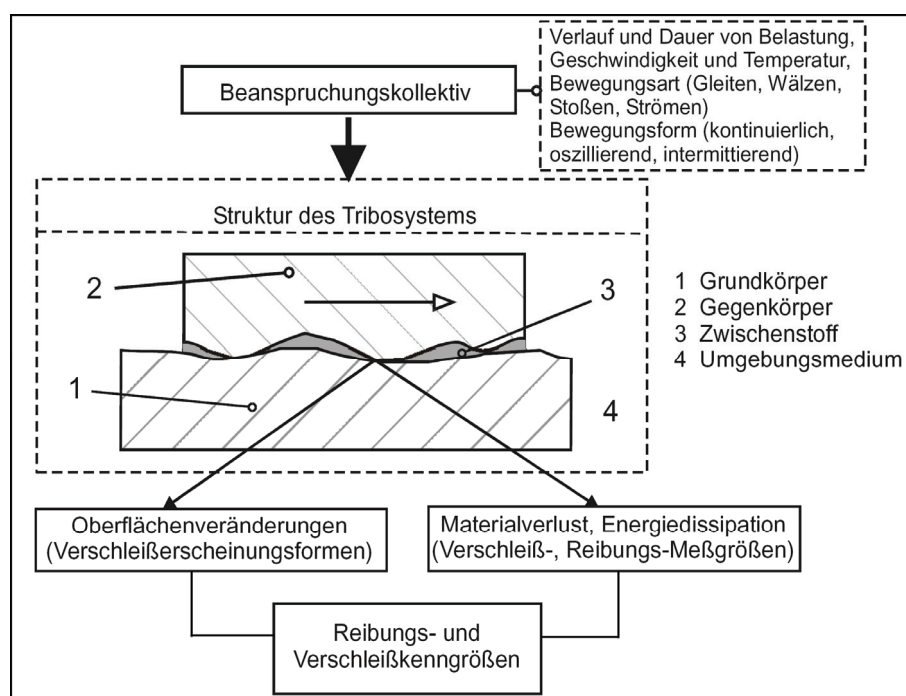


Abbildung 11: Schema eines tribologischen Systems [GFT02]

2.2.1 Reibung und Schmierung

Reibung ist eine Wechselwirkung zwischen sich berührenden Stoffbereichen von Körpern und wirkt einer Relativbewegung entgegen. Bei äußerer Reibung sind die sich berührenden Stoffbereiche verschiedenen Körpern, bei innerer Reibung ein und demselben Körper zugehörig [GFT02]. Die Schmierung verfolgt das Ziel der Reibungs- bzw. Verschleißreduktion unter Anwendung eines Schmiermittels.

Im einfachsten Fall wird zur Berechnung der Reibung das Reibgesetz nach Coulomb verwendet [Cou1785]:

$$\tau_R = \mu * \sigma_N \quad (\text{Gl. 2.4})$$

Die Reibungsschubspannung (τ_R) ist hierbei direkt proportional zur Reibungszahl (μ) und zur aufgebrachten Normalspannung (σ_N). Zu beachten ist, dass bei der Berechnung der Reibungsschubspannung weder die Höhe der Normalspannung, noch die Bewegungsgeschwindigkeit einen Einfluss auf die Reibungszahl haben. In Folge der Weiterentwicklung der Beschreibungsmodelle für Reibphänomene und zur genaueren Abgrenzung der Phänomene wurden die folgenden Unterscheidungskriterien festgelegt, nach [GFT02]:

- Bewegungszustand (Haftreibung, Bewegungsreibung, Anlaufreibung, Auslaufreibung)
- Reibungsart (Gleitreibung, Rollreibung, Wälzreibung, Bohrreibung, Stoßreibung)
- Reibungszustand (Festkörperreibung, Flüssigkeitsreibung, Gasreibung, Mischreibung)

Kugelgewindetriebe zeigen bezüglich der Reibung grundsätzlich ähnliche Eigenschaften wie Wälzlager in denen maßgeblich Wälzreibung sowie bauartabhängig auch Bohrreibung und abhängig vom Betriebsregime ggf. zusätzlich Gleitreibung auftritt. In Abbildung 12, dem sogenannten Stribeck-Diagramm, ist der Verlauf der Reibungszahl in Abhängigkeit von der dynamischen Viskosität des Schmiermittels, der Relativgeschwindigkeit und der Normalspannung dargestellt. Aus der Darstellung lässt sich ableiten, dass für den reibungsarmen Betrieb eine Grenzgeschwindigkeit überschritten werden muss, so dass sich zwischen den Körpern ein durchgehender Schmierfilm ausbilden kann. Der sogenannte hydrodynamische Schmierzustand reduziert den Verschleiß im Allgemeinen deutlich, den Ermüdungverschleiß jedoch nur geringfügig. Eine gute Übersicht zur Reibmomentmessung und Berechnung findet sich in [FVA765]. Neuere Arbeiten zur Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen und zur Berechnung von Festkörper- und Mischreibung liegen mit [Re02] und [Ba01] vor.

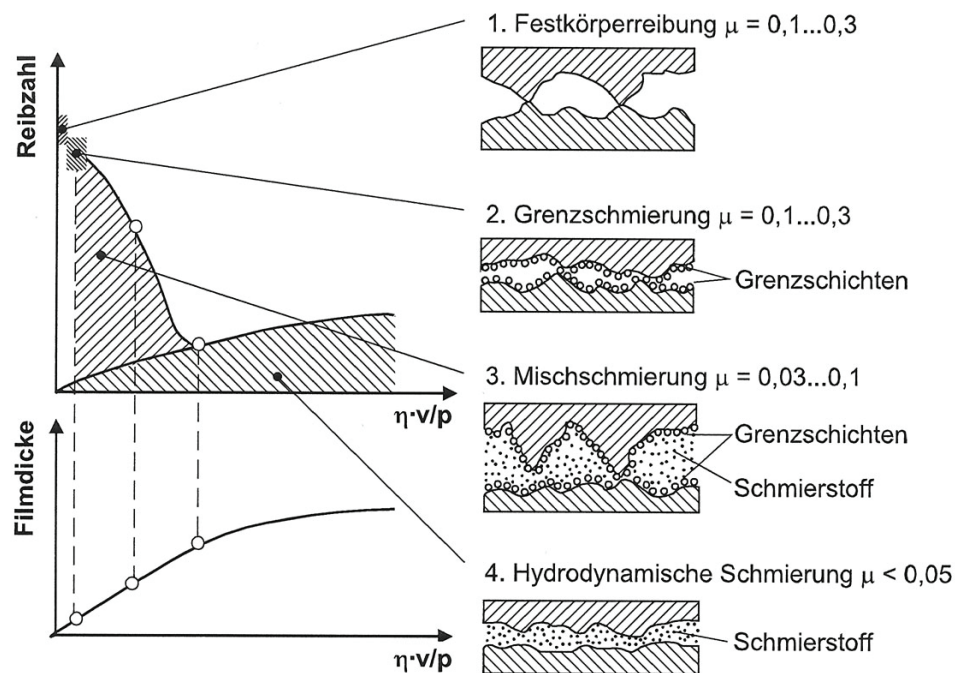


Abbildung 12: Reibungszahl und Filmdicke in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität (η), der Relativgeschwindigkeit (v) und dem Druck (p), [Czi03]

Kugelgewindetriebe unterscheiden sich hinsichtlich der Reibungsphänomene jedoch auch in wesentlichen Punkten von den Wälzlagern: Auf Grund der oszillierenden Hubbewegung wird die für den Aufbau des hydrodynamischen Schmierfilms erforderliche Grenzggeschwindigkeit regelmäßig unterschritten, wodurch es zu Mischreibung bzw. Festkörperreibung kommt. Durch die in Abschnitt 2.1.5 beschriebenen kinematischen Eigenschaften des Kugelgewindetriebes sind die Gleitanteile gegenüber Wälzlagern deutlich höher, dies wirkt sich in einer erhöhten Reibung aus. Hinzu kommen weitere Gleit- und Wälzreibungsanteile, die durch das Rückführsystem entstehen.

2.2.2 Verschleiß

Verschleiß ist nach [GFT02] definiert als der fortschreitende Materialverlust aus der Oberfläche eines festen Körpers, hervorgerufen durch mechanische Ursachen, d.h. Kontakt und Relativbewegung eines festen, flüssigen oder gasförmigen Gegenkörpers.

Unter Verschleißmechanismen versteht man die den Verschleißvorgang verursachenden physikalischen und chemischen Prozesse. Sie ergeben sich durch das Einwirken des Beanspruchungskollektivs auf die Elemente des tribologischen Systems und äußern sich in energetischen und stofflichen Wechselwirkungen zwischen Grundkörper und Gegenkörper bei Beeinflussung durch Zwischenstoff und Umgebungsmedium [GFT02]. In der nachfolgenden Abbildung sind die wichtigsten Verschleißarten und die zugehörigen Verschleißmechanismen dargestellt. Im Folgenden werden die vier Haupt-Verschleiß-Mechanismen kurz beschrieben. Es muss noch erwähnt werden, dass in der Praxis an tribotechnischen Systemen meist eine Überlagerung der verschiedenen elementaren Verschleißmechanismen auftritt, so dass das Verschleißverhalten im praktischen Betrieb nicht theoretisch abgeschätzt, sondern nur experimentell durch entsprechende Verschleißversuche bestimmt werden kann [Czi03].

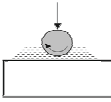
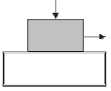
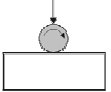
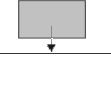
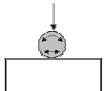
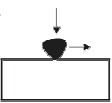
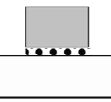
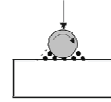
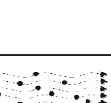
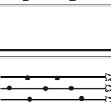
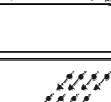
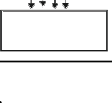
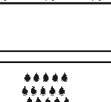

Elemente der Systemstruktur	Tribologische Beanspruchung (Symbole)	Verschleißart	Wirksame Mechanismen			
			Adhäsion	Abrasion	Oberflächenzerüttung	Tribochemische Reaktionen
Festkörper (1) Zwischenstoff (3) (Hydrodynamik) Festkörper (2)	Gleiten Rollen Wälzen Prallen, Stoßen 	---			X	X
Festkörper (1) Festkörper (2) (Festkörperreibung, Grenzreibung, Mischreibung)	Gleiten 	Gleitverschleiß	X	X	X	X
	Rollen Wälzen 	Rollverschleiß Wälzverschleiß	X	X	X	X
	Prallen Stoßen 	Prallverschleiß Stoßverschleiß	X	X	X	X
	Oszillieren 	Schwingungsverschleiß	X	X	X	X
Festkörper (1) Festkörperpartikel (2)	Gleiten 	Furchungsverschleiß, Erosion		X		X
Festkörper (1) Festkörper (2) Festkörperpartikel (3)	Gleiten 	Korngleitverschleiß, Dreikörperverschleiß		X	X	X
	Wälzen 	Kornwälzverschleiß		X	X	X
	Mahlen 	Mahlverschleiß		X	X	X
Festkörper (1) Flüssigkeit mit Partikeln (2)	Strömen 	Spülverschleiß (Erosionsverschleiß)		X	X	X
Festkörper (1) Gas mit Partikeln (2)	Strömen 	Gleitstrahlverschleiß (Erosionsverschleiß)		X	X	X
	Prallen 	Prallstrahl-, Schrägstrahlverschleiß		X	X	X
Festkörper (1) Flüssigkeit oder Gas (2)	Strömen Schwingen 	Werkstoffkavitation, Kavitationserosion			X	X
	Stoßen 	Tropfenschlag			X	X

Abbildung 13: Gliederung des Verschleißgebietes nach Art der tribologischen Beanspruchung [GFT02]

2.2.2.1 Oberflächenzerrüttung

Der Prozess der Oberflächenzerrüttung, oder auch Werkstoffermüdung, tritt besonders häufig bei Roll- und Wälzkontakten in den Vordergrund. Durch die mit der Überrollung einhergehende Schwellbelastung bauen sich in den überrollten Werkstoffbereichen Normal- und Schubspannungen auf, die zu Mikroverformungen, Versetzungsaufbau an Korngrenzen und Einschlüssen im Gefüge führen. Bei wiederholter Beanspruchung setzen Anrissbildung und Risswachstum ein [Roo08]. Die Rissbildung beginnt häufig unter der Oberfläche im Inneren des Werkstoffs. Ursache hierfür ist das im Werkstoffinneren liegende Spannungsmaximum. Einfluss auf die Lage des Spannungsmaximums hat die Geometrie der Kontaktkörper und die Reibungszahl [Czi82]. Bei fortgesetzter Beanspruchung erreichen Risse die Bauteiloberfläche. Typisches Schadensbild der Oberflächenzerrüttung ist die Bildung von Grübchen und von Pittings. Ist ein flüssiger oder pastöser Schmierstoff vorhanden, so kann dieser laut [Bog02, Bog04, Bog04_2, Bog04_3] den Rissfortschritt bei Überrollung beschleunigen, sobald der Riss die Bauteiloberfläche erreicht. Das Oberflächenzerrüttungsverhalten von Bauteilpaarungen hängt somit sowohl von stoffkundlichen (Festigkeit, Duktilität), fertigungstechnischen (Oberflächenbeschaffenheit) und konstruktiven (Geometrie) Parametern der Bauteileigenschaften, als auch von schmiertechnischen (Schmierspalt) Eigenschaften des Zwischenmediums ab [Czi82]. Schlicht führt in [Sch08] an, dass während des Ermüdungsprozesses in Wälzpaarungen häufig Oberflächenschichten entstehen, die nach einer Ätzbehandlung ein helles Schliffbild zeigen. Für diese white etching areas legt Schlicht nahe, warum es plausibel ist, dass sie ein extrem feinkörniges martensitisch geprägtes Gefüge aufweisen. Das auch Reibmartensit genannte Gefüge weist eine hohe Härte auf und kann durch die geringe Zähigkeit ebenfalls einen Ausgangspunkt für die Rissbildung darstellen.

Soll die Ermüdungslebensdauer durch eine modifizierte Randschicht oder Randschichtbehandlung verlängert werden, so ist auf eine ausreichende Tiefenerstreckung zu achten. Werden durch die Randschichtbehandlung Druckeigenstressungen eingebracht, so wirken diese der Anrissbildung entgegen und verlängern die Ermüdungslebensdauer [Roo08].

2.2.2.2 Abrasion

Beim Verschleißmechanismus Abrasion kommt es auf Grund furchender und ritzender Beanspruchung zum Verschleiß [nach GFT02]. Abhängig von den Werkstoffeigenschaften und der Geometrie der in Kontakt tretenden Körper wirken die Mikromechanismen der Abrasion: Mikropflügen, Mikrospanen, Mikrobrechen und Mikroermüden [nach Zum87]. Der Verschleiß entspricht dem durch den Mikroprozess abgetragenen Volumen. Die auch Furchungsverschleiß genannte Verschleißart betrifft Tribosysteme bei denen abrasive, also furchend und ritzend wirkende Stoffe beteiligt sind. Der Abrasivstoff kann auch als Partikel im Zwischenstoff vorliegen. Typischerweise wird mit dem Abrasivstoff eine hohe Härte assoziiert, wesentlich ist jedoch das Härteverhältnis der kontaktierenden Körper [De04]. Im Kontaktbereich zwischen einem Abrasivpartikel und der Bauteiloberfläche können hohe örtliche Flächenpressungen auftreten. Unter diesen Bedingungen kann es entweder zum Eindringen des Abrasivpartikels in die Werkstoffgrenzschicht kommen, wenn die Fließspannung (erforderliche äußere Spannung zum Erreichen des plastischen Fließens) des Werkstoffes niedriger ist als die Festigkeit des Korns oder unter Umständen zum Bruch des Korns, wenn dessen Festigkeit, die in Relation zur Härte steht, durch die auftretenden Kraftspitzen überschritten ist. Im erstgenannten Fall, wenn also das Korn in den Werkstoff eingedrungen ist, entsteht bei Einlei-

tung einer Relativbewegung eine Ritzspur. Bei zähen Werkstoffen ist das Erscheinungsbild eine weitgehend gleichmäßig gezogene Spur mit seitlichen Verformungswällen, bei spröden Werkstoffen treten entlang der Ritzspur in ungleichmäßigen Abständen muschelförmige Ausbrechungen auf. Es wird daraus verständlich, dass der Verschleiß drastisch abnimmt, wenn das Abrasivkorn nicht mehr in der Lage ist, in den Werkstoff einzudringen, was dann der Fall ist, wenn der Werkstoff härter ist als der Abrasivstoff. Daraus erklärt sich auch das typische Hochlage-/Tiefageverschleißverhalten eines Werkstoffes in Abhängigkeit von der Härte des Abrasivstoffes. Idealerweise liegt zwischen den Kontaktpartnern ein Härteverhältnis von mindestens 1,4 vor, nach [De04].

Abrasion tritt nur dann auf, wenn im Berührungspunkt eine Relativbewegung zwischen den Reibpartnern vorliegt. Wenn möglich sollte der Kontaktbereich geschmiert werden und eine Schmierstofffilterung vorhanden sein, die größere Partikel, die einen Oberflächenschaden erzeugen können, vom System fernhält und entstehende Verschleißpartikel aus dem System entfernt. Verbleiben abrasive Partikel im System, so kommt es, soweit es die Werkstoffeigenschaften ermöglichen, ggf. zur Zerkleinerung großer Partikel und zur Einbettung von Partikeln in der Oberflächenstruktur. Die Zerkleinerung von Partikeln lässt sich laut Frase [Fra84] insbesondere bei Einlaufprozessen von Getrieben und Lagerungen beobachten.

Mikrostrukturierte Oberflächen können unter bestimmten Bedingungen Verschleiß verzögernd wirken, da die Wirkung der den Verschleiß fördernden freien Partikel durch eine Einbettung in die Vertiefungen der strukturierten Schicht reduziert werden kann [nach Bü03, Bü04].

2.2.2.3 Adhäsion

Unter dem Verschleißmechanismus der Adhäsion zwischen zwei in Kontakt stehenden Bauteilen oder Werkstoffen wird die Bildung und die sich bei einer Relativbewegung ergebene Trennung von Grenzflächen-Haftverbindungen verstanden.

Bei der Adhäsion werden zunächst nach Durchbrechen eventuell vorhandener Deckschichten atomare Bindungen (Mikroverschweißungen) vor allem an den plastisch deformierten Mikrokontakten zwischen Grund- und Gegenkörper gebildet. Ist die Festigkeit der adhäsiven Bindungen höher als die des weicheren Reibpartners, kommt es zu Ausbrüchen aus dem weicheren und zum Materialübertrag auf den härteren Reibpartner. Das übertragene Material kann entweder auf dem härteren Reibpartner verbleiben oder abgetrennt oder aber auch zurück übertragen werden [De08]. Ein derartiger adhäsiver Verschleiß kann vorzugsweise unter Bedingungen der Festkörperreibung und Mischreibung, aber auch bei lokalem Durchbrechen eines Flüssigkeitsschmierfilms auftreten.

Die wahre Kontaktfläche zwischen Grund- und Gegenkörper entspricht nur einem geringen Prozentsatz der scheinbaren Berührungsfläche. Dies lässt sich mit den Rauheitsspitzen zwischen den in Kontakt stehenden Bauteilen erklären. Eine wichtige Konsequenz dieser Betrachtung ist, dass durch starke plastische Verformung der Rauheitsspitzen Oberflächenschichten, wie Metalloxide, örtlich durchbrochen oder teilweise entfernt werden können, wodurch die nahezu unbedeckten Werkstoffe der gleitenden Komponenten miteinander in innigen Kontakt kommen. Sind die Oberflächenschichten durchbrochen oder entfernt, können atomare Bindungskräfte zwischen den Atomen der gleitenden Werkstoffe wirksam werden [nach De08]. Theoretisch können zu einer Adhäsion alle Bindungsarten beitragen, die auch an der Kohäsion von Festkörpern beteiligt sind, wie die metallische Bindung, die Ionenbindung, die kovalente Bindung oder auch die van-der-Waals-Bindung. Für die in der Technik überwiegend eingesetzten metallischen Bewegungspartner ist naturgemäß die metallische Adhäsion von besonderer Bedeutung. Außer dieser molekularen Adhäsion

können auch mechanische Verklammerungseffekte wirksam sein. Die wichtigsten Faktoren dabei sind das Ineinandergreifen und Deformieren von Rauheitsspitzen, Furchenbildung und Einklemmen von harten Verschleißteilchen oder Abrasivstoffen.

Die an den Oberflächen der Kontaktpartner haftenden übertragenen Teilchen werden bei fortgesetzter Beanspruchung einen überproportional großen Teil der Belastung tragen, wodurch sie auf Dauer abgetrennt werden und als Abrasivpartikel im System wirken oder dieses verlassen. Messungen haben ergeben, dass die übertragenen Teilchen eine beträchtlich höhere Härte als das Material des Grundkörpers besitzen. Eine solche Härtesteigerung ist zurückzuführen auf die sehr starke plastische Verformung und manchmal auch auf den Einbau von Metalloxyden. Die übertragenen und zumeist nicht vollständig eingebetteten Partikel großer Härte begünstigen den abrasiven Verschleiß am Gegenkörper. Ermüdungsbedingte Oberflächenzerrüttung beginnt häufig an übertragenen Partikeln, da ermüdungsbeschleunigende Spannungskonzentrationen auftreten. In der Praxis zeigen sich besonders beim Einsatz identischer Werkstoffe für Grund- und Gegenkörper oft Situationen, in denen beide Oberflächen zur wechselseitigen Adhäsion neigen [Czi82].

2.2.2.4 Tribochemische Reaktion

Die tribochemische Reaktion, oder auch Tribooxidation, beruht auf der chemischen Wechselwirkung zwischen den Elementen des tribotechnischen Systems, also zwischen Grundkörper, Gegenkörper, Zwischenstoff und Umgebungsmedium [nach GFT02]. Durch eine reibbedingte Aktivierung gehen Grund- und/oder Gegenkörper mit Bestandteilen des Zwischenstoffes (z.B. Schmierstoff) oder des Umgebungsmediums (z.B. Luft) eine chemische Reaktion ein [Czi82]. Diese Schädigungen der Oberflächengrenzschichten setzen die Oberflächenfestigkeit herab. Bei einer weiteren tribologischen Beanspruchung werden die Oxidschichten abgetragen, da sie sehr spröde sind und eine mechanische Beanspruchung nur schlecht ertragen können. Durch die Relativbewegung werden ständig neue Reaktionsprodukte gebildet und abgetragen. Die tribochemischen Reaktionen werden durch reibbedingte Temperaturerhöhungen begünstigt; diese sind jedoch nicht Voraussetzung. Auf Grund der thermischen und mechanischen Beanspruchung besitzen die oberflächennahen Bereiche eine erhöhte chemische Reaktionsbereitschaft, so dass chemische Reaktionen dort bevorzugt ablaufen [Fox05]. Durch die Abtragung der Oxidschichten entstehen häufig harte Verschleißteilchen, die auf Grund- und Gegenkörper häufig abrasiv wirken. Selbst wenn die Reaktionsprodukte nicht abgetragen werden und auf den Oberflächen verbleiben, bilden sie die Angriffsstellen für einen Verschleiß durch Oberflächenzerrüttung. Durch die Beschädigung der Oberflächen ist mit einer Abnahme der Dauerfestigkeit zu rechnen, was in einen Bruch des Bauteils enden kann. Durch tribochemische Reaktionen können aber auch schützende Schichten entstehen, die die Gefahr der Adhäsion einschränken [Czi82].

2.2.3 Tribosystem Kugelgewindetrieb und Schadensformen

Das Tribosystem des Kugelgewindetriebes lässt sich nach Haberkern in die Teilbereiche des tragenden Kugel-Laufbahn-Kontaktes und des Rückführsystems gliedern [Hab98].

In

Abbildung 14 sind die den Teilsystemen zugeordneten Bewegungsformen und die daraus resultierenden Schadensmechanismen schematisch dargestellt. Die Schadensmechanismen sind dabei als Verschleißmechanismen, erweitert um die plastische Verformung und den Bruch, zu verstehen.

Im tragenden Kugel-Laufbahn-Kontakt kommt es durch die Abrollbewegung der Kugeln zur Schwellbeanspruchung der oberflächennahen Werkstoffschichten. Es kommt zur Ermüdung des Werkstoffes und endlich zur Zerrüttung der Oberflächen. Bei richtiger Dimensionierung zeigen sich Ermüdungsschäden erst nach einer erheblichen Lebensdauer, die Schadensform nennt Haberkern **langsamen Spätausfall**.

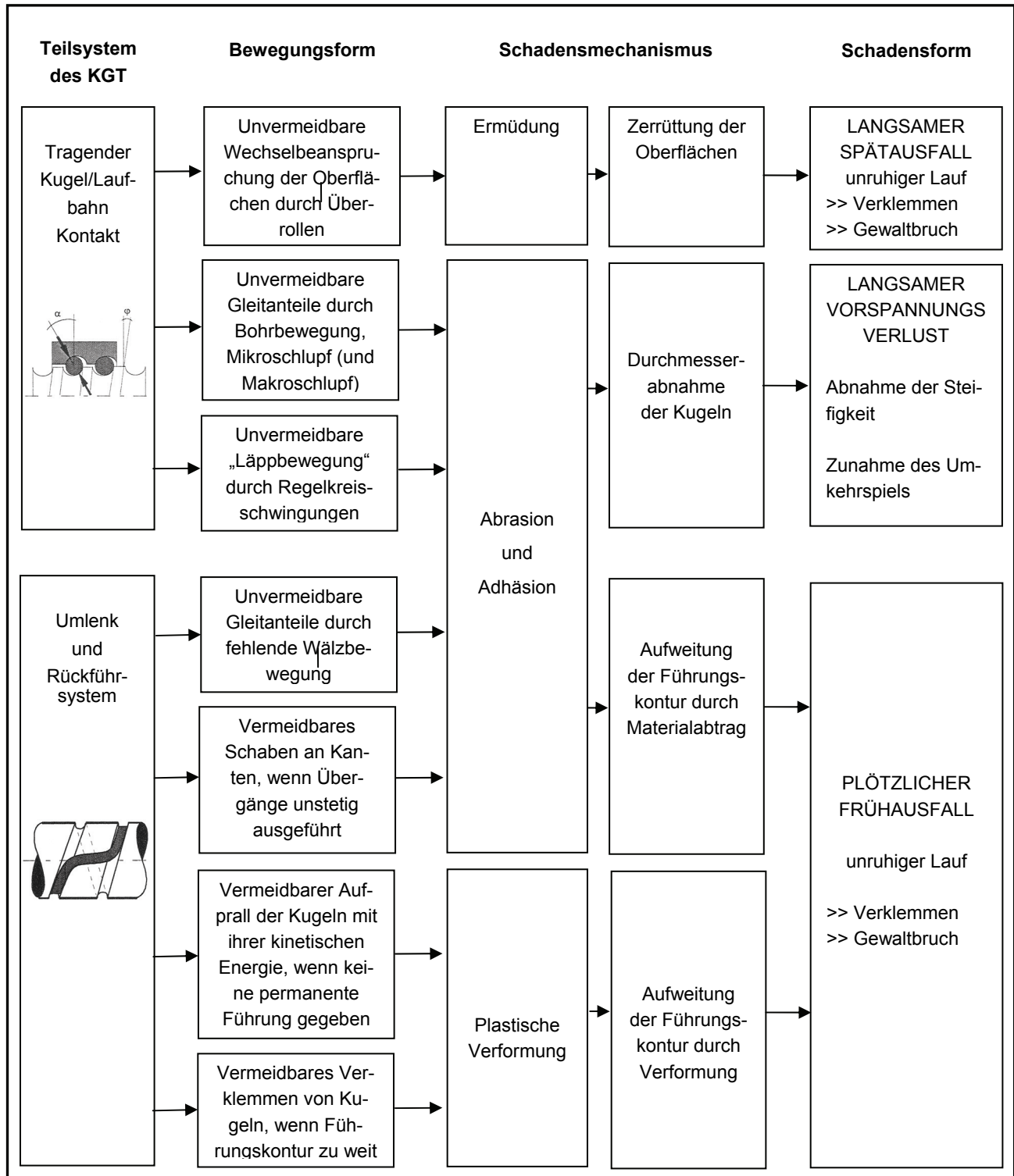


Abbildung 14: Schadensformen und ihre Entstehung im Kugelgewindetrieb, nach [Hab98]

Wie aus der Darstellung der Kinematik des Kugelgewindetriebes in Abschnitt 2.1.5 folgt, kommt es zu Gleitbewegungen im Kontakt Kugel/Laufbahn (Bohrbewegung, Mikroschlupf und Makroschlupf). Die Gleitanteile begünstigen das Auftreten von abrasivem und adhäsivem Verschleiß. Als weitere Ursache für die Förderung abrasiven und adhäsiven Verschleißes nennt er Lappbewegungen, die durch Regelkreisschwingungen ausgelöst werden. Durch die abgetragenen und übertragenen Partikel kommt es zur Durchmesserabnahme der Kugeln und zu Veränderungen an den Laufbahnen. Haberkern gibt an, dass dies bei fortgesetzter Beanspruchung zur Abnahme der Steifigkeit, beziehungsweise zur Zunahme des Umkehrspiels führt. Die zugeordnete Schadensform nennt er **langsamen Vorspannungsverlust**.

Für das Teilsystem des Umlenk- und Rückführsystems gibt Haberkern zwei Bewegungsformen an, die Abrasion und Adhäsion fördern. Erstens fehlt im Rückführsystem die Wälzbewegung, die zum Gleiten der Kugeln führt. Zweitens kommt es zum Schaben an Kanten, wenn Übergänge un stetig ausgeführt sind, was auf Grund endlicher Fertigungsgenauigkeit stets der Fall ist. Durch den Materialabtrag kommt es zur Aufweitung der Führungskontur. In Folge dessen kann es zum Verklemmen des Kugelgewindetriebes oder zum Gewaltbruch kommen. Eine weitere Bewegungsform, die zur selben Schadensform – dem **plötzlichen Frühausfall** – führen kann, ist der Aufprall der Kugeln mit ihrer kinetischen Energie. Dies kann eintreten, sofern keine permanente Führung der Kugeln gegeben ist. Eine zu weite Führungskontur kann ebenfalls zu plastischer Verformung führen.

In wie weit die Beschreibung des Tribosystems Kugelgewindetrieb und der auftretenden Verschleißmechanismen mit den oben auszugsweise dargestellten Überlegungen Haberkerns vollständig ist, muss kritisch hinterfragt werden. Insbesondere ist die von Haberkern ausgeklammerte tribochemische Reaktion nicht von vorneherein auszuschließen. Für eine ausführliche Darstellung des technischen Tribosystems Kugelgewindetrieb sei hier auf die umfangreiche Analyse in [Hab98] verwiesen, insbesondere da die hier relevanten Zusammenhänge im Abschnitt 4 dargestellt und verwendet werden.

Systematische Studien zu den Ausfallursachen und den dabei wirksam gewordenen Verschleißmechanismen fehlen. Es gibt zahlreiche Bilder und Beschreibungen der zum Ausfallzeitpunkt vorliegenden Oberflächenstruktur, des Verschleißerscheinungsbildes, jedoch fehlen Untersuchungen zur Frage der Entwicklungsgeschichte des Verschleißes. Häufig führt nämlich ein initialer Verschleißmechanismus bei fortgesetzter Beanspruchung zur Ausprägung weiterer Verschleißmechanismen, die zum Schadenszeitpunkt nachweisbar sind. Ebenso fehlen systematische Untersuchungen zu den Veränderungen an der Oberfläche und den darunter liegenden Schichten auf mikroskopischer Ebene.

Typischerweise wird für Kugelgewindetriebe bei Inbetriebnahme ein Schmieröl oder Schmierfett als Zwischenstoff verwendet, welches mit fortschreitender Betriebsdauer verunreinigt und molekular abgebaut wird.

Auf Grund der zwingend reversierenden Betriebsweise von Kugelgewindetrieben kommt es regelmäßig zu einem Zusammenbruch des Schmierfilmes im Kugel/Laufbahn-Kontakt. Da die Wälzgeschwindigkeit der Kugeln häufig nicht ausreichend hoch ist, um für einen ununterbrochenen Schmierfilm im Kontaktbereich zu sorgen, tritt häufig Mischreibung auf. Die dabei eintretenden Festkörperkontakte an den Rauheitsspitzen begünstigen den Verschleißfortschritt.

2.3 Lebensdauerprognose für Kugelgewindetriebe

Für die Berechnung der Lebensdauer von Kugelgewindetrieben sind die [DIN69051] und die [ISO3408] die einzigen genormten Richtlinien.

2.3.1 Tragfähigkeit und Lebensdauerprognose nach DIN 69051 / ISO 3408

Die [DIN69051] und die in Hinblick auf die Grundlagen zur Lebensdauerberechnung im Wesentlichen inhaltsgleiche [ISO3408] berücksichtigen ausschließlich den Verschleißmechanismus der Ermüdung. Durch die Wälzbewegung der Kugeln auf den Laufbahnen erfährt der Werkstoff eine schwellende Beanspruchung, die zur Ermüdung führt. Auf Grund der Kontaktgeometrie liegt das Schubspannungsmaximum nicht an der Bauteiloberfläche, sondern im Inneren der Körper. Im Bereich der Spannungsmaxima entstehen Risse, die bei fortgesetzter Beanspruchung wachsen und die Bauteiloberfläche erreichen. Definitionsgemäß endet die Lebensdauer des Kugelgewindetriebes, sobald sich erste Risse an der Bauteiloberfläche zeigen.

Die Berechnungsvorschriften der DIN 69051 basieren in weiten Teilen auf den Arbeiten von [Hil78], der die Systematik zur Wälzlagerauslegung von Palmgren und Lundberg auf den Kugelgewindetrieb übertrug [Lun47]. Ergänzend berücksichtigt die DIN 69051 den Einfluss von Fertigungsungenauigkeiten, die tatsächliche Härte sowie die Art der Stahlerschmelzung.

Unberücksichtigt bleibt in der DIN 69051 die Art der Kugelrückführung, die nach [Go90] entscheidenden Einfluss auf die Roll- und Gleitvorgänge im Kugelgewindetrieb hat. Darüber hinaus berücksichtigt die DIN 69051 weder die Art des Schmierstoffes, noch die Belastung mit Schmutz- und Abrasivpartikeln. Das von [Hil78] formulierte Überrollverhältnis, nach welchem sich die Tragzahl für die Spindel erhöht, fand auf Grund der fehlenden Praxisbewährung keinen Eingang in die DIN 69051.

2.3.2 Lineares Verschleißbetrags-Modell für Kugelgewindetriebe

Das lineare Verschleißbetragsmodell für Kugelgewindetriebe beruht u.a. auf den Erkenntnissen von Archard [Ar56], Kragelski [Kra71, Kra83] sowie den Arbeiten von Ikramov [Ikr87] und Fleischer [Fl80], die zu folgenden Ausdrucksmöglichkeiten für die Reibungsenergie führten:

$$W_f = W_{el.hys} + W_{pl} + W_{furch} + W_{ad} = \mu * F_n * s_{rel} = f * F_N * \Delta v * t \quad (\text{Gl. 2.5})$$

$W_{el.hys}$ beschreibt die Reibungsarbeit aus der Hysterese bei elastischer Deformation, W_{pl} den Anteil aus plastischer Deformation, W_{furch} gibt die Furchungsarbeit an und W_{ad} bestimmt den Anteil der Reibenergie zur Trennung adhäsiver Bindungen. Wird ein Kontaktpunkt betrachtet, so ergibt sich die Reibungsenergie als Produkt aus Reibungszahl μ , Normalkraft F_N und Reibungsweg s_{rel} . Wird eine zeitbezogene Darstellung gewählt, so ersetzt das Produkt aus relativer Gleitgeschwindigkeit Δv und Zeit t den Gleitweg s_{rel} .

Basierend auf den Arbeiten der vorgenannten Autoren setzte Haberkern [Hab98] das von Ikramov [Ikr87] für Lager dargestellte Modell für Kugelgewindetriebe um. Für die lineare Verschleißge-

schwindigkeit W_i^* , die integriert über die Zeit den linearen Verschleißbetrag W_i ergibt, formuliert Haberkern unter Verwendung des Proportionalitätsfaktors K :

$$W_i^* = K * S_{rel} * p^q * HB^{-1} \quad (\text{Gl. 2.6})$$

p = Flächenpressung im Kontakt

q = anwendungsspezifischer Faktor

HB = Oberflächenhärte des verschleißenden Körpers nach Brinell

Im Kugelgewindetrieb liegen mehrere verschiedenartige Kontaktpaarungen vor, die für die Verschleißberechnung berücksichtigt werden müssen. Abrasiver Verschleiß tritt nur auf, wenn Relativbewegungen stattfinden und Festkörperkontakt(anteile) vorliegen. Die vorliegenden Gleitwege sind jeweils aus der Kinematik des Kugelgewindetriebes für die Kontaktpunkte zu bestimmen. Da im Wälzkontakt Mischreibung vorliegt, wird der Faktor λ eingeführt, der auch als Lastverhältnis bezeichnet wird. λ stellt das Verhältnis der unter Mischreibungsbedingungen vorhandenen Festkörperreibung zu der bei Trockenlauf auftretenden maximalen Festkörperreibung dar [Ste96].

Haberkern formuliert für eine Kugel den Verschleißbetrag als Summe der in einzelnen Kontaktstellen auftretenden Verschleißbeträge für Lastzyklen der Form i , die n mal wiederholt werden:

$$W_{Kugel} = \sum_{i=1}^{i \max} (n_i * (W_{i,KS} + W_{i,KM} + W_{i,KK} + W_{i,KU})) \quad (\text{Gl. 2.7})$$

mit

$W_{i,KS}$ = Verschleißbetrag aus dem Kontakt Kugel / Spindellaufbahn

$W_{i,KM}$ = Verschleißbetrag aus dem Kontakt Kugel / Mutternlaufbahn

$W_{i,KK}$ = Verschleißbetrag aus dem Kontakt Kugel / Kugel

$W_{i,KU}$ = Verschleißbetrag aus dem Kontakt Kugel / Umlenk- und Rückführsystem

Nach Einführung eines Grenzverschleißes für die Kugeln W_{grenz} wird die Lebensdauer als Lastzyklenzahl berechenbar:

$$n = W_{grenz} / \left(\sum_{i=1}^{i \max} w_i * K_i * \int_0^T ((v_{i,KS}(t) * (\lambda_{KS}(t) * p_{o,i,KS}(t))^q * \frac{HB_S}{HB_K} * \frac{z_1}{z_1 + z_2}) + (v_{i,KM}(t) * (\lambda_{KM}(t) * p_{o,i,KM}(t))^q * \frac{HB_M}{HB_K} * \frac{z_1}{z_1 + z_2}) + (v_{i,KK}(t) * (\lambda_{KK}(t) * p_{o,i,KK}(t))^q * \frac{z_1}{z_1 + z_2}) + (v_{i,KU}(t) * (\lambda_{KU}(t) * p_{o,i,KU}(t))^q * \frac{HB_U}{HB_K} * \frac{z_2}{z_1 + z_2}) * dt) \right) \quad (\text{Gl. 2.8})$$

mit

z_1 = tragende Kugeln je Umlauf

z_2 = nicht tragende Kugeln je Umlauf

w_i = n_i/n

n_i = Anzahl der Lastzyklen der Form i

n = Gesamtzahl aller Lastzyklen

Haberkern und Jarosch [Ja08], der das Modell aufgreift und verwendet, beziehen sich stets auf den Verschleißbetrag an den Kugeln und sehen diesen als maßgeblich für den Gesamtverschleiß des Kugelgewindetriebes an, da hier alle Kontaktarten vorkommen.

2.3.2.1 Bewertete Verschleißarbeit

In seiner Arbeit [Ja08] führt Jarosch den Begriff der bewerteten Verschleißarbeit ein um die Wirkung von konstruktiv bedingten Spannungsungleichverteilungen zu berücksichtigen. Zunächst wird die maximale Kontaktspannung für den Kugelgewindetrieb in einer Finite-Elemente-Rechnung bestimmt. Diese wird durch die mittlere Kontaktspannung dividiert und ergibt einen Faktor. Der Faktor wird mit dem berechneten Verschleißbetrag multipliziert und es ergibt sich die bewertete Verschleißarbeit. Ungünstig an der Vorgehensweise ist die Berechnung der bewerteten Verschleißarbeit aus dem Faktor und der vorhergehend bestimmten Verschleißarbeit, da der im Festkörperkontakt übertragene Lastanteil wesentlich von der Flächenpressung abhängt. Richtiger wäre es, mit der tatsächlichen Flächenpressung – die lokale Spitzen berücksichtigt – den Lasttraganteil zu bestimmen, der im Festkörperkontakt übertragen wird. Aus diesen Daten kann die geleistete Verschleißarbeit bestimmt werden. Weiterhin ist fraglich, in wie weit die durchgeführten Finite-Elemente-Berechnungen quantitativ zuverlässige Werte für die Kontaktspannungen ergeben haben oder ob sie nur qualitative Aussagen rechtfertigen.

2.4 Kugelgewindetriebe an Spritzgießmaschinen

In der Auslegungspraxis von Kugelgewindetrieben für Einspritzachsen an Spritzgießmaschinen wird ein Verhältnis der dynamischen äquivalenten Last (F_m) zur dynamischen Tragzahl (C) von 0,25 selten überschritten. Berücksichtigt man weiterhin, dass die Produktionsunternehmen ihre Maschinen nur selten mit dem maximalen Spritzdruck betreiben, so dürfte das tatsächliche Verhältnis F_m/C durchschnittlich etwa bei 0,125 liegen. Dennoch kommt es immer wieder zu Ausfällen durch Schäden an den Kugelgewindetrieben.

Geometrisch komplexe Bauteile mit Massen in der Größenordnung von 10^{-6} bis 10^2 kg können im Spritzgießverfahren zumeist ohne weitere Nacharbeit und daher sehr wirtschaftlich hergestellt werden. Der Verfahrensablauf ist zyklisch und vollautomatisierbar und eignet sich besonders für große Stückzahlen [Mic06]. Der Aufbau der Spritzgießmaschine gliedert sich in Spritzeinheit, Schließeinheit und Maschinenbett. Im Maschinenbett befindet sich bei hydraulischen Maschinen zumeist die Antriebseinheit mit Öltank, bei elektromechanischem Antrieb sind Einzelantriebe direkt an Schließ- bzw. Einspritzeinheit gekoppelt [Jo04]. Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf die weitverbreitete Ausführung der Spritzgießmaschine mit Schubschnecken-Spritzeinheit; Ausführungsvarianten für Sonderverfahren bleiben unter Verweis auf [JM02, St04, Jo04, Os02, Ka06] unberücksichtigt.

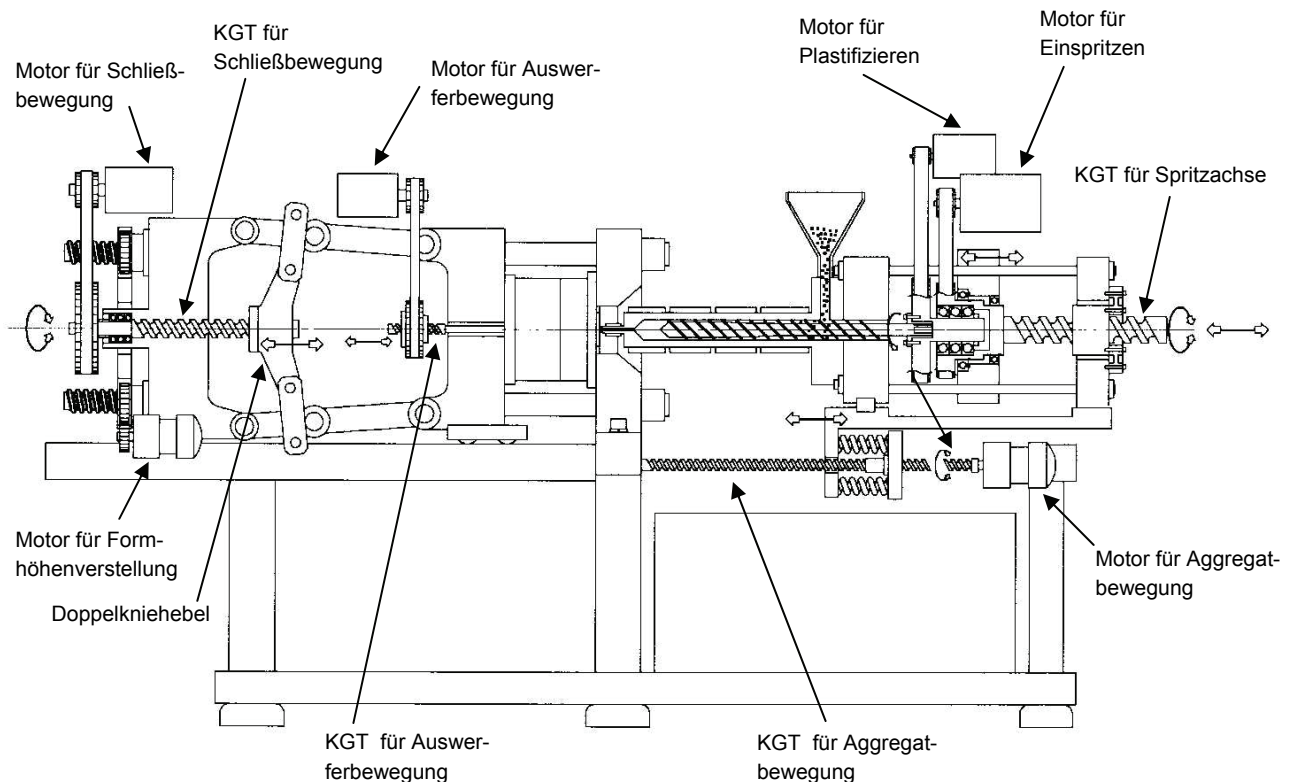


Abbildung 15: Antriebsachsen elektromechanischer Spritzgießmaschinen, nach [Fanuc LTD]

Der Spritzgießzyklus beginnt mit dem Schließen des Werkzeuges, wodurch sich der formgebende Hohlraum, die sogenannte Kavität, bildet. Die Spritzeinheit wird vorgefahren, bis die Düse am Werkzeug anliegt. Durch Vorschieben der Schubschnecke im Zylinder wird plastifizierter Kunststoff in die Kavität eingespritzt. Nachdem ein festzulegendes Umschaltkriterium erreicht wurde, schaltet die Maschine von der Einspritzphase in die Nachdruckphase um und drückt zur Kompensation der abkühlungsbedingten Schwindung Schmelze nach. Währenddessen kühlt die Schmelze in der Kavität weiter ab und erstarrt beginnend von den gekühlten Werkzeugwänden. Als nächstes wird die Spritzeinheit zurückgefahren, um Düse und Werkzeug thermisch zu trennen. Während die Kühlung des Formteils voranschreitet, wird mit der Schubschnecke Kunststoffgranulat plastifiziert, man spricht hier vom Dosieren, da eine einzustellende Menge an Schmelze im Schneckenorraum bereitzustellen ist. Die Kühlzeit endet mit dem Öffnen der Schließeinheit und dem Auswerfen des hergestellten Formteils. Abhängig von der antriebstechnischen Ausstattung der Maschine können Phasen des Spritzgießzyklus einander überlappen, was zu einer gesteigerten Ausstoßleistung führen kann. Übliche Zykluszeiten liegen zwischen einer Sekunde und bis zu ca. 15 Minuten [JM02], wobei die Haupteinflussgröße die Wandstärke des zu fertigenden Teils und die sich daraus ergebende erforderliche Abkühlzeit ist.

In den letzten Jahren hat die Verbreitung elektromechanischer Spritzgießmaschinen stark zugenommen. Im Interview mit Kunststoffe spricht Bourdon [Bo08] von einem Anteil elektromechanisch angetriebener Maschinen in Europa von 10% bei starkem Wachstum, in den USA von über 30%

und bis zu 60% bei Kleinmaschinen in Japan. Beispielsweise spricht Burzler in [Bu06] von einem jährlichen Wachstum der Auslieferungszahlen der letzten Jahre von elektromechanisch angetriebenen Maschinen von rund 40% pro Jahr für das Unternehmen Ferromatik. Zurückzuführen ist die zunehmende Verbreitung auf vorteilhafte Eigenschaften gegenüber den klassisch hydromechanisch angetriebenen Maschinen hinsichtlich der Energieeffizienz [Ro95, WKS03, Ste06], der Reproduzierfähigkeit der Achsbewegungen [Ku97, WKS03_2, Ste06], der Reproduzierbarkeit von Produktmerkmalen [WK03], der Unempfindlichkeit gegen Umgebungseinflüsse (Umgebungstemperatur) [Ste06], des Arbeitsschutzes (geringere Lärmabstrahlung) [Ro95], geringerer Partikelemissionen und geringerer Wartungskosten. Typischerweise verfügen elektromechanisch angetriebene Spritzgießmaschinen über separate Antriebe für jede Achse, wodurch die gleichzeitige Bewegung mehrerer Achsen ermöglicht wird und so Zykluszeit eingespart werden kann. Wenn nur einzelne Achsen mit elektromechanischen Antrieben ausgerüstet werden, spricht man von hybrid angetriebenen Maschinen.

Nach Ablauf des Patents der Firma Fanuc LTD auf den Einsatz von Kugelgewindetrieben in Spritzgießmaschinen konnten sich diese als Getriebelösung zur Umwandlung der Drehbewegung der Elektromotoren in eine lineare Bewegung zum Antrieb der verschiedenen Maschinenachsen – vgl. Abbildung 15 – weit verbreiten. Die Alternativen in Form von Zahnstangengetrieben, Planetenrollenschraubtrieben und (reinen) Hebelgetrieben sind wenig verbreitet, bzw. Sonderanwendungen vorbehalten. Neben den beiden bedeutendsten Maschinenachsen – Einspritzachse und Schließachse – die in den folgenden Abschnitten näher betrachtet werden, werden Kugelgewindetriebe auch für die Düsenanlage und die Auswerferbewegung verwendet.

Heute werden vorzugsweise kleine und mittelgroße Spritzgießmaschinen mit elektromechanischen Antrieben ausgerüstet, da die mechanischen Zwischenglieder und Antriebsmotoren, welche zu akzeptablen Kosten beschafft werden können, nur eine begrenzte Leistungsfähigkeit aufweisen. Bei mittelgroßen Maschinen ist aus diesem Grund häufig die parallele Anordnung von Antriebssträngen zur Bewegung einer Maschinenachse anzutreffen.

2.4.1 Elektrisch-mechanische Einspritzachse

Die Spritzeinheit verfügt bei Ausführung als Schubschneckeneinheit zumeist über zwei Antriebs-einheiten. Die Drehbewegung der Schubschnecke wird regelmäßig durch einen Asynchron- oder Synchronservomotor, ggf. mit Untersetzungsgetriebe, erzeugt. Die lineare Vorschubbewegung der Schubschnecke zur Verdrängung des plastifizierten Kunststoffes in die Kavität erfolgt häufig unter Verwendung von Kugelgewindetrieben, seltener durch Planetenrollenschraubtriebe, Hebel-/Kurbelgetriebe und Zahnstangengetriebe. Einen Sonderfall mit herausragender Dynamik und guten Regeleigenschaften stellt der Antrieb durch elektrische Linearmotore dar, der experimentell durch Kamps an einer Einspritzeinheit mit Schneckenvorplastifizierung und Kolbeneinspritzung untersucht wurde [Ka06].

Um die Betriebsbedingungen und Belastungen zu ermitteln, denen Kugelgewindetriebe an Einspritzachsen unterliegen, wurden am IPE Messungen an Spritzgießmaschinen durchgeführt. Die Ergebnisse sind erwartungsgemäß stark abhängig von der Maschinengröße und Maschinenausführung, den herzustellenden Teilen und den Einstellbedingungen durch den Maschinenbediener.

In Abbildung 16 ist beispielhaft der Verlauf der Betriebsbedingungen, Prozessgrößen und Belastungen bei der Herstellung eines plattenförmigen Probekörpers aus Polyamid dargestellt. Der Be-

ginn des Einspritzens ist durch eine starke Beschleunigung der Schubschnecke gekennzeichnet. Nach der Beschleunigung erfolgt der weitere Vorschub mit konstanter Geschwindigkeit, bis das Umschaltkriterium – hier ist es der Einspritzdruck – erreicht ist. Im Umschaltzeitpunkt wird von geschwindigkeitsgeregelter Führung in die druckgeregelter Nachdruckphase umgeschaltet. In Abbildung 16 ist erkennbar, dass sich die Geschwindigkeit im Bereich direkt nach dem Umschaltzeitpunkt kurzzeitig umkehrt, um dann nahe Null zu verharren. Ein ähnlicher Effekt ist zum Ende der Nachdruckzeit (ca. 13,25 s) erkennbar. Die Kraft auf den Kugelgewindetrieb steigt während des Einspritzens stark an und erreicht im Umschaltzeitpunkt ihr Maximum. Während der Nachdruckphase bleibt ein hohes Kraftniveau erhalten, welches anschließend in der Dekompressions- und Dosierphase deutlich abfällt. Betrachtet man den während des Einspritzens zurückgelegten Weg, so stellt man fest, dass dieser vergleichsweise gering ist. Aus verfahrenstechnischen Gründen beträgt der Einspritzweg regelmäßig weniger als das dreifache des Schubschneckendurchmessers, häufig liegt er unter dem doppelten Schubschneckendurchmesser.

Zusammenfassend kann man feststellen, dass der Kugelgewindetrieb hier starken Beschleunigungen, hohen Kräften, geringen Hübten und dem Reversierbetrieb unterliegt und diese bei identischen oder gleichartigen Zyklen auf immer dieselben Bereiche des Kugelgewindetriebs einwirken.

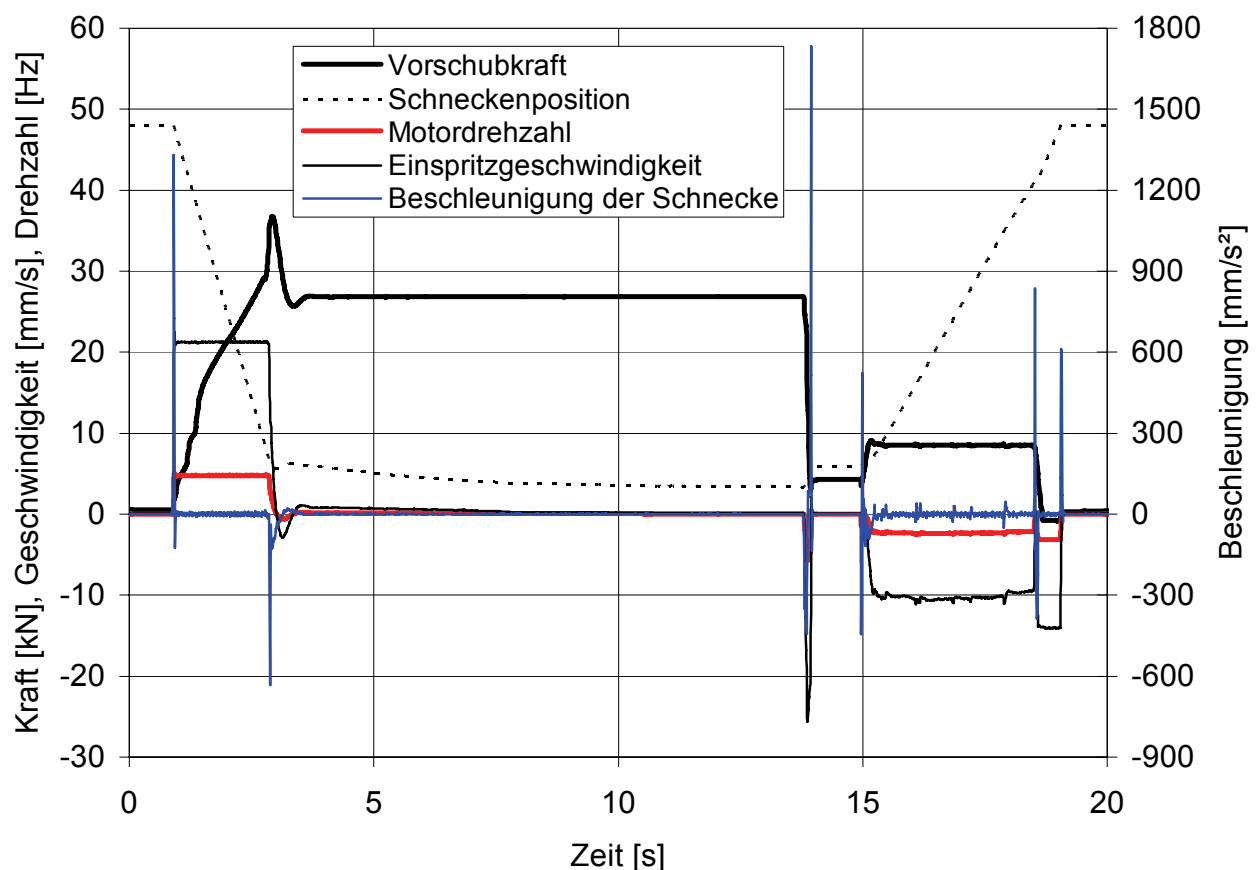


Abbildung 16: Prozessgrößen beim Einspritzen

Es kann festgestellt werden, dass die Ausfallquote der verwendeten Kugelgewindetriebe über die statistisch zu erwartende Menge hinausgehen. Die Ursachen hierfür sind noch nicht abschließend geklärt, werden aber von Jarosch im für den Einspritzprozess typischen, zyklischen, stark inhomogenen

genen Lastverlauf mit Beanspruchung immer gleicher Bereiche des Kugelgewindetriebes vermutet [Ja08].

2.4.2 Elektrisch-mechanische Schließachse

Die elektrisch-mechanische Schließachse wird zumeist als Hebelgetriebe in Form eines Vier- bzw. 5-Punkt-Kniehebels in Kombination mit einem Kugelgewindetrieb zur Umwandlung der Drehbewegung in eine Linearbewegung ausgeführt. Dabei treibt im Regelfall ein Kugelgewindetrieb den Kreuzkopf des Kniehebels an. Durch die Kinematik des Kniehebels wird eine Kraftverstärkung erreicht, die es ermöglicht auf die Schließplatten eine genügend große Kraft auszuüben, um das Werkzeug trotz des in der Kavität eintretenden Drucks während des Einspritzens des Kunststoffes sicher geschlossen zu halten. Eine prototypische Antriebseinheit für den Kniehebel, bei der zwei linear Elektromotoren zum Einsatz, kommen stellt Kamps in seiner Arbeit vor [Ka06].

Einen typischen Verlauf für die Prozessgrößen an einer Schließeinheit mit 5-Punkt-Kniehebel, Kugelgewindetrieb, Zahnriemengetriebe und Elektromotor während der Schließ- und Öffnungsphase stellt Abbildung 17 dar. Mit Beginn der Schließphase nimmt die Motordrehzahl deutlich zu und erreicht etwa 2300 Umdrehungen pro Minute. Kurz bevor sich die die Werkzeughälften berühren, verlangsamt sich die Drehzahl des Elektromotors deutlich, um die für die Werkzeugsicherung und den Plattenkontakt vorbestimmte maximale Geschwindigkeit nicht zu überschreiten. Nach dem Formschluss beschleunigt der Elektromotor, um in möglichst kurzer Zeit die Schließkraft aufzubauen. Betrachtet man die Drehzahl des Elektromotors und die Geschwindigkeit der Schließplatte, so erkennt man den Einfluss des Kniehebels als stark nichtlineares Getriebe. Nach Ablauf der Kühlphase bewirkt die Schließeinheit das Öffnen des Werkzeugs. Die Motordrehzahl verläuft hierbei nahezu trapezförmig, eine Geschwindigkeitsbegrenzung zur Werkzeugsicherung ist nicht erforderlich, vielmehr soll das Werkzeug aufgerissen werden.

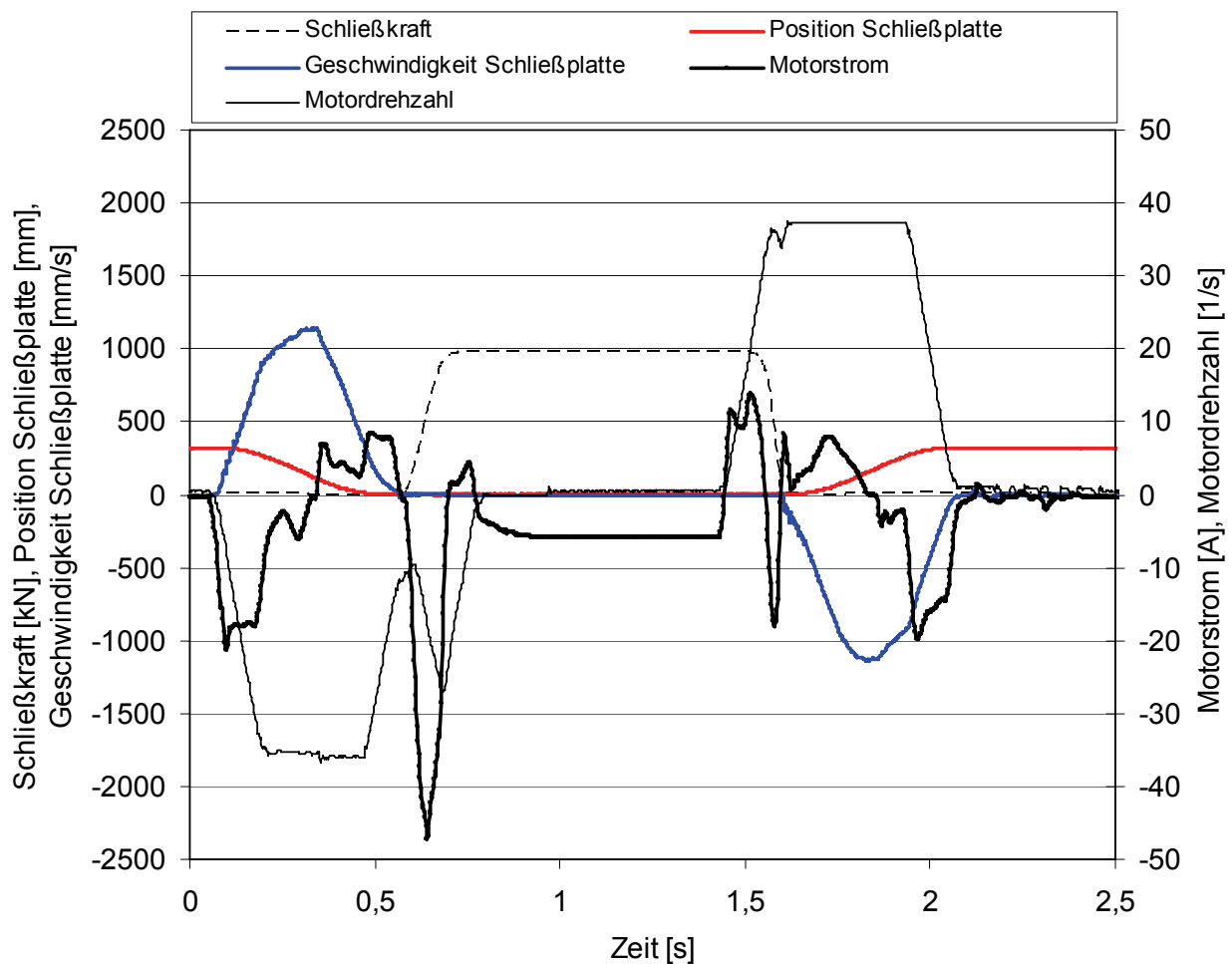


Abbildung 17: Prozessgrößen einer 5-Punkt-Kniehebel-Schließeinheit

Unter Annahme eines linearen Motorkennfeldes, der Vernachlässigung von Trägheitseffekten und der Lagerreibung ist das Motormoment in guter Näherung proportional zu der durch den Kugelgewindetrieb aufgebrachten Kraft. Folglich ist die Kraft auf den Kugelgewindetrieb in der Phase des Schließkraftaufbaus maximal; dieser dominiert über die Trägheitseffekte in den Beschleunigungsphasen.

Wie schon für die Einspritzachse festgestellt wurde, ergeben sich für den Einsatz des Kugelgewindetriebes aus den Prozessbedingungen hohe Ansprüche. Gleiches gilt für die Schließachse, jedoch mit der Einschränkung, dass ein – die Schmierung erschwender – Kurzhubbetrieb hier nicht vorliegt.

3 Lösungsansatz des Lebensdauerprognosemodells

Wird das Lebensdauerprognosemodell als System betrachtet, welches den Zweck erfüllt, die Lebensdauer anzugeben, so steht dieses System durch die Eingabe- und Ausgabegrößen in Beziehung zur Umwelt. Im Berechnungsschritt werden die Eingangsgrößen nach im Lebensdauerprognosemodell festgelegten Regeln verarbeitet, um so die Ausgabegröße zu erzeugen, siehe Abbildung 18.

Soll ein reales System wie beispielsweise das des Kugelgewindetriebes hinsichtlich seiner Eigenschaften – in diesem Fall die durch Verschleiß begrenzte Lebensdauer – beschrieben werden, so ist es stets erwünscht eine möglichst gute Abbildung des Verhaltens des realen Systems durch das Modell zu gewährleisten. Grundlage für die Abbildungsregeln kann entweder ein physikalisches oder statistisches Modell sein. Der wesentliche Unterschied zwischen den beiden Modelltypen besteht darin, dass ein statistisches Modell im Gegensatz zum physikalischen Modell weniger auf der Beschreibung der Wirkzusammenhänge beruht, die zu den Phänomenen führen, sondern vielmehr auf der Analyse erfasster Vergangenheitsdaten. Beide Modelltypen werden zur computerunterstützten Berechnung in mathematische Modelle überführt.

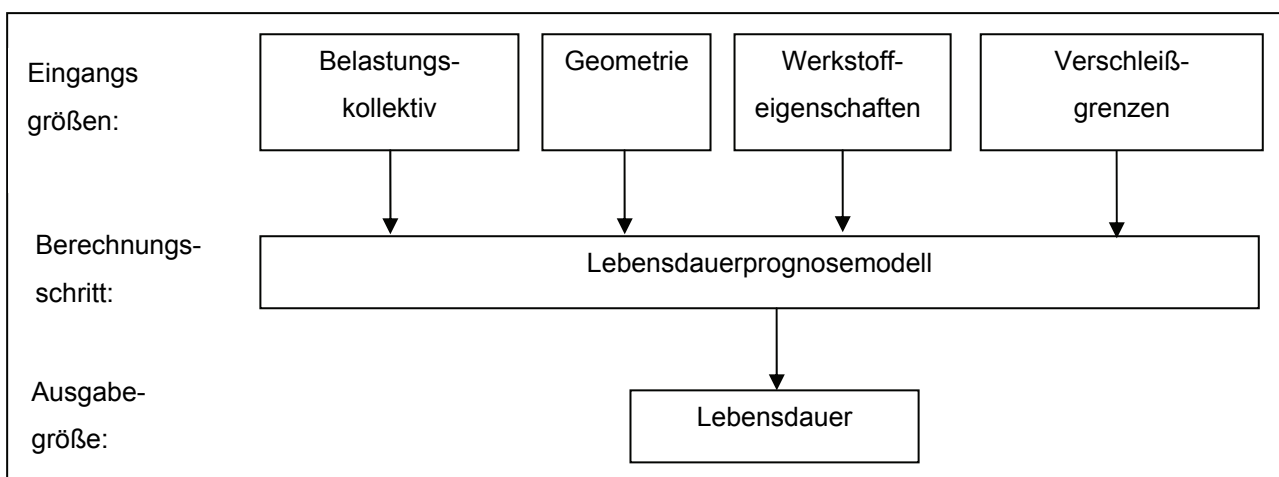


Abbildung 18: Eingangs- und Ausgangsgrößen des Lebensdauerprognosemodells

Für die vorliegende Arbeit werden weitestgehend physikalische Modelle verwendet, da diese den Vorteil bieten bei Variation der Eingangsgrößen eine bessere Abbildungsgenauigkeit zu erreichen ohne eine Vielzahl an empirischen Daten erheben zu müssen. Voraussetzung hierfür ist jedoch, dass das physikalische Modell das zu untersuchende System hinreichend genau beschreibt.

Mit dem hier verfolgten Lösungsansatz sollen die folgenden Probleme und Ungenauigkeiten der im Stand der Technik beschriebenen Lebensdauerprognosemethoden bei der Anwendung für zyklische Prozesse gelöst werden:

- **Lokale Beanspruchungshöhe bei Abrasionsverschleiß.** Durch Jarosch [Ja08] wurde der Faktor b_n eingeführt, welcher den Quotienten aus maximaler und mittlerer Kontaktspannung darstellt. Jarosch verwendet den Faktor b_n um durch Multiplikation mit der Verschleißarbeit die von ihm benannte bewertete Verschleißarbeit zu berechnen. Diese Opera-

- tion wirkt sich so aus, als ob in jeder Kontaktzone zwischen Kugel und Laufbahn die maximale Flächenpressung auftritt.
- **Vorschädigungseinfluss bei Abrasionsverschleiß.** Bisher wird die Veränderung der Schmiermittelqualität, beispielsweise durch Verunreinigung mit Abrasivstoffen und durch molekularen Abbau, nicht berücksichtigt. Schädigungen an den Lauf- und Kontaktflächen werden ebenfalls vernachlässigt.
 - **Lokale Beanspruchungshöhe bei Ermüdungsverschleiß.** Nach [DIN69051] bleibt unberücksichtigt wie hoch die Beanspruchungshöhe in den Kontaktbereichen ist. Zwar wird die Pressung nach Hertz berechnet, jedoch wird der Abfall der je Kugel übertragenen Kraft über die Länge der Mutter nicht berücksichtigt, so dass entgegen der Realität davon ausgegangen wird, jede Kugel übertrage die gleiche Kraft und rufe somit die gleiche Flächenpressung hervor.
 - **Orientierung der Last bei Ermüdungs- und Abrasionsverschleiß.** Bei Vorgehensweise nach [DIN69051, ISO3408, Hab98, Ja08] hat die Tatsache aus welcher Richtung die Last auf den Kugelgewindetrieb wirkt keinen Einfluss auf die Lebensdauer. Für Mutter- beziehungsweise Spindellaufbahn ändert sich mit der Orientierung der Axiallast die beanspruchte Gewindeflanke. Besitzt der Beanspruchungszyklus keine Symmetrie, so hat seine Ausprägung Einfluss auf die Ermüdungslebensdauer und sollte berücksichtigt werden.

Die Struktur des Berechnungsmodells für zyklische Prozesse ist in Abbildung 19 dargestellt.

Das **Belastungskollektiv** des Kugelgewindetriebs durch äußere und innere Kräfte ist in geeigneter Weise durch Messungen bzw., wenn es um die Planung von Anlagen geht, durch Simulationsrechnungen zu bestimmen. Die Belastung des Kugelgewindetriebes umfasst hier neben den Kraftgrößen auch den Bewegungszustand und die einwirkenden Umgebungsbedingungen.

In einem ersten Arbeitsschritt werden die **Belastungsdaten des Kugelgewindetriebs aufbereitet** und in ein Format gebracht, dass für die weiteren Berechnungen geeignet ist. Soll die Berechnung für Zyklen mit verschiedenartigen Belastungsprofilen durchgeführt werden, so ist dies für jedes Belastungsprofil durchzuführen. Alternativ kann auch mit einem äquivalenten Belastungsprofil gearbeitet werden, jedoch ist der Nachweis der Äquivalenz äußerst schwierig.

Dem Berechnungsmodell müssen weiterhin die **Geometrie** des Kugelgewindetriebes, die **Werkstoffeigenschaften** der Bauteile und die anzuwendenden **Verschleißgrenzen** zur Verfügung gestellt werden.

Im folgenden Schritt wird die **Diskretisierung der Bauteilgeometrie** durchgeführt. Motivation hierfür ist die Schaffung von abgegrenzten und benannten Bauteilabschnitten für welche die Schädigung separat berechnet werden kann. Die Diskretisierung erfolgt dabei aus Gründen der Anwendbarkeit der verwendeten Berechnungsansätze, der Plausibilität und nicht zuletzt auf Grund des numerischen Aufwands nicht mit der Feinheit, die typischerweise für Beanspruchungsanalysen in der Strukturmechanik eingesetzt wird. Beispielsweise wird eine Flankenseite der Lauffläche eines Umlaufes der Gewinderille als ein Bauteilabschnitt diskretisiert.

Unter Verwendung der aufbereiteten Belastungsdaten, der Geometrie und den Werkstoffeigenschaften kann eine **Strukturanalyse** mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente durchgeführt werden. Die Strukturanalyse ermöglicht es, die in den Kontaktzonen von Kugeln und Laufflächen übertragenen Kräfte zu bestimmen.

Um den **lokalen Tragfaktor** zu ermitteln, werden die Ergebnisse der Strukturanalyse bereichsweise zusammengefasst. Als Bereiche für die Zusammenfassung fungieren die bei der Diskretisierung der Bauteilgeometrie benannten Bauteilabschnitte. Das sich ergebende lokale Belastungsniveau, benannt als lokaler Tragfaktor, ist der Quotient aus der über alle Kontaktzonen des Bauteils gemittelten Belastung (Vorgehen entsprechend der Denkungsweise, die der [DIN69051] zugrunde liegt) und der über den betreffenden Bauteilabschnitt zusammengefassten Belastung.

Für die weiteren Berechnungen wird der lokale Tragfaktor stets herangezogen, wenn die Flächenpressung in Kontaktzonen der Laufrille berechnet werden soll. Dabei wird die auf den Kontakt wirksame Kraft – das im Sinne von [DIN69051] festgestellte arithmetische Mittel – mit dem lokalen Belastungsniveau, also dem lokalen Tragfaktor, multipliziert. Die so ermittelte lokale Kontaktkraft wird benutzt um die Flächenpressungen und die Größe der Kontaktellipse nach Hertz zu berechnen. Motivation für dieses zunächst umständlich erscheinende Vorgehen ist die Erfahrung, dass sich die wirksame Kontaktkraft für den Kontakt der Kugeln mit den Laufflächen mittels Strukturanalyse in guter Näherung bestimmen lässt, die dort auf diese Weise bestimmten Flächenpressungen jedoch deutlich weniger genau sind. Dies stellt sich so dar, da der Kugelgewindetrieb ein komplexes Bauteil mit einer Vielzahl an Kontaktstellen ist. Typischerweise existieren über 100 Kontaktstellen zwischen Kugeln und Laufbahnen. Um ein solch komplexes Problem in adäquater Weise hinsichtlich der auftretenden Kontaktspannungen zu bestimmen, ist ein enormer Aufwand bezüglich der zu verwendenden Elementanzahl erforderlich, der mit heutiger Technologie zu nicht vertretbaren Aufwendungen führen würde.

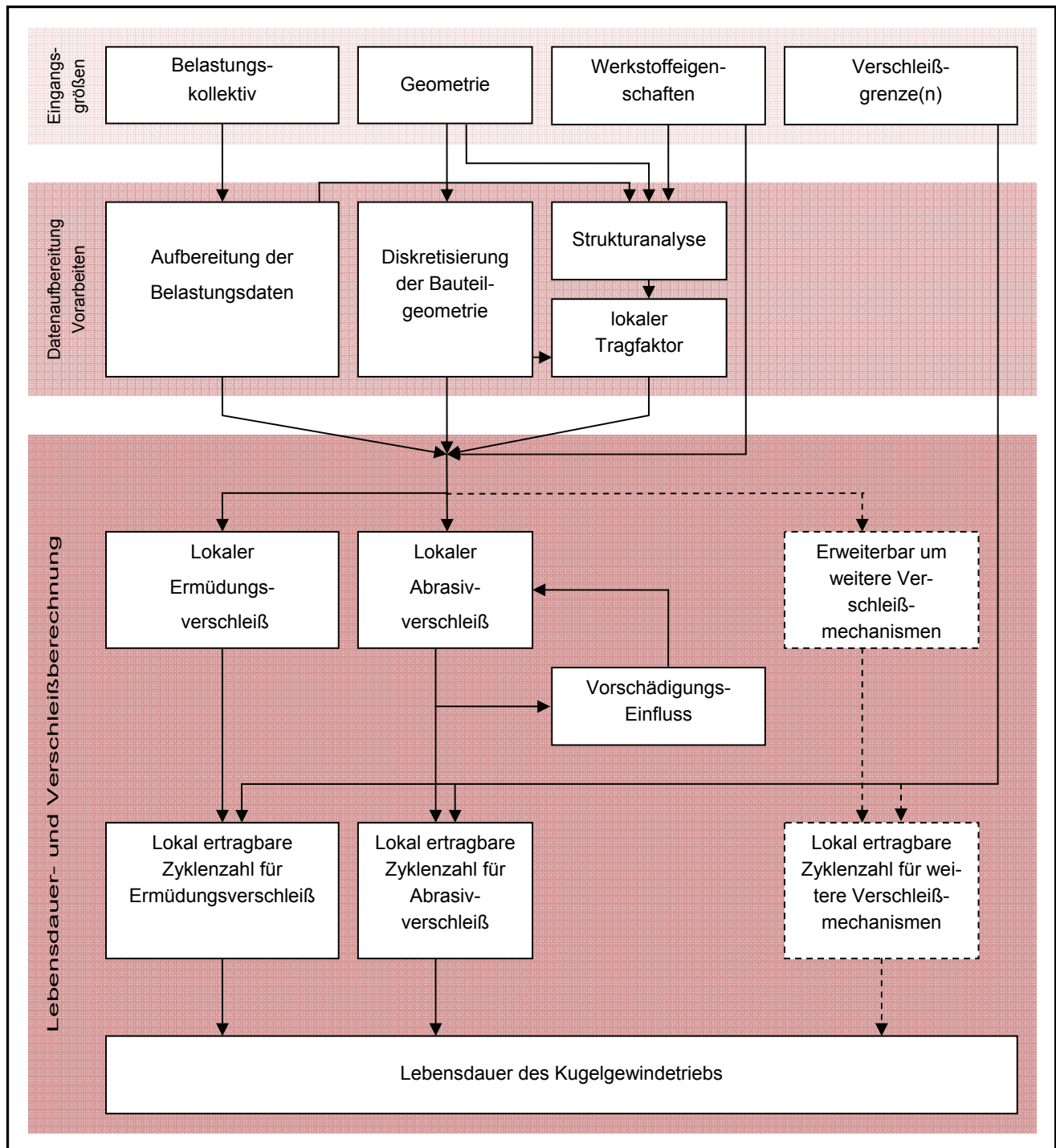


Abbildung 19: Struktur des Lebensdauerprognosemodells für zyklische Prozesse

Die aufbereiteten Belastungsdaten, die Geometrie, die diskretisierte Bauteilgeometrie, die Werkstoffeigenschaften und das lokale Belastungsniveau sind die Eingangsgrößen für die folgende **Berechnung der Verschleißgrößen**. Das Modell erlaubt durch Verzweigung mehrere Verschleißarten parallel zu berechnen. Dargestellt werden die Berechnungen im Folgenden für Ermüdungverschleiß und Abrasivverschleiß. Prinzipiell ist das Vorgehen auf weitere Verschleißarten übertragbar. Berechnet wird jeweils die Verschleißgröße für die betreffende Verschleißart eines aus der Diskretisierung hervorgegangenen Bauteilabschnittes. Für den Fall des Ermüdungverschleißes heißt die so berechnete Größe **lokaler Ermüdungverschleiß**, im Falle des Abrasivverschleißes **lokaler Abrasivverschleiß**.

schleißes heißt sie **lokaler Abrasivverschleiß**. Die lokalen Verschleißgrößen werden für alle Bauteilabschnitte berechnet.

Für den Ermüdungsverschleiß ergibt sich als Ergebnis der Verschleißberechnung in Anlehnung an [DIN69051] **die lokal ertragbare Zyklenzahl** für jeden Bauteilabschnitt. Ein Einfluss der Schädigungshistorie wird für den Ermüdungsverschleiß nicht berücksichtigt. Aus werkstofftechnischer Sicht sind Effekte wie der Reihenfolgeeinfluss sicherlich nachweisbar, diese würden jedoch ein zu komplexes Berechnungsmodell bei Berücksichtigung des zu erwartenden Benefits erfordern. Dies ist insbesondere der Fall, da die Schädigungen an ortsfesten Bauteilbereichen stattfinden. Es wäre eine deutlich höhere Ortsauflösung erforderlich, um die Effekte beschreiben zu können. Im Falle des Ermüdungsverschleißes endet die Lebensdauer definitionsgemäß nach [DIN69051] mit dem Erscheinen der ersten Risse an der Bauteiloberfläche. Daher ist es für die Lebensdauerprognose hier nicht erforderlich Effekte wie das Entstehen von Ausbrüchen und Überrollen von Fehlstellen, die aus Oberflächenzerrüttungsprozessen entstehen, zu berücksichtigen.

Für den **lokalen Abrasivverschleiß** wird der Einfluss der Vorschädigung berücksichtigt. Dies erfolgt durch Variation des Faktors K in der Formel zur Bestimmung des Verschleißbetrages. Der Faktor K ist somit nicht länger als Konstante zu verstehen, sondern als Variable die abhängig ist von der Konzentration abrasiv wirkender Partikel ρ_{pk} im Schmierstoff.

Lineare Verschleißgeschwindigkeit:
$$W_l^* = K(\rho_{pk}) * V_{rel} * p^q * (1/HB) \quad (\text{Gl. 3.1})$$

Der Faktor K ist ein Proportionalitätsfaktor, dessen Verlauf für jedes Maschinenelement auf das die Verschleißbetragsmethode angewendet wird, experimentell bestimmt werden muss. Auch wenn dies in früheren Arbeiten nicht berücksichtigt wurde, ist K den Arbeiten von Eschmann folgend eine vom vorausgehenden Betriebsgeschehen abhängige Größe. Haupteinflussgröße auf K ist laut Eschmann die Belastung des Schmierstoffes mit abrasiv wirkenden Teilchen, sowie die Betriebstemperatur, da diese zur Schmierstoffersetzung beiträgt. Unter der Annahme einer ausreichenden Umwälzung des Schmierstoffes kann für den gesamten Kugelgewindetrieb mit einem skalaren, zeitabhängigen formulierten Wert für K gerechnet werden.

Die **lokal ertragbare Zyklenzahl für Abrasivverschleiß** ergibt sich für jeden Bauteilabschnitt unter Anwendung der aus den Eingangsgrößen des Modells verfügbaren Verschleißgrenzen. Zur Festlegung der Verschleißgrenzen müssen die anwendungsspezifischen Anforderungen sowie die Rückwirkung des Verschleißfortschritts auf die Erfüllung dieser Anforderungen berücksichtigt werden.

Die **Lebensdauer** des Kugelgewindetriebes endet, sobald der erste Bauteilabschnitt für eine beliebige Verschleißart die lokal ertragbare Zyklenzahl erreicht hat. Mit dem Lebensdauerende muss nicht zwingend der sofortige Funktionsausfall des Kugelgewindetriebes einhergehen. Beispielsweise für den Ermüdungsverschleiß endet die Lebensdauer mit dem Erscheinen des ersten Risses an der Bauteiloberfläche, unabhängig von damit einhergehenden Funktionseinschränkungen des Kugelgewindetriebes. Die verbleibende Zeitspanne bis zum vollständigen Ausfall ist jedoch im Vergleich zur Lebensdauer gering, so dass typischerweise die Lebensdauer und die mögliche Nutzungsdauer nahe bei einander liegen.

4 Ausarbeitung des Lebensdauerprognosemodells

Die Ausarbeitung des Lebensdauerprognosemodells wird anhand eines Beispiels vollzogen, um die Berechnungsergebnisse direkt darstellen zu können und die Unterschiede zu bisher Verwendung findenden Modellen aufzuzeigen. Das gewählte Beispiel entspricht dem Versuch S05 aus Kapitel 5 dieser Arbeit. Entsprechend wird hier ein Kugelgewindetrieb in DIN Bauform mit 50 mm Kugelmittendurchmesser, 20 mm Steigung, 6,5 mm Kugeldurchmesser, 5 Umläufen, einem Kontaktwinkel von 45° und Schmiegungen von 0,53 für den Kugel/Spindel-Kontakt und 0,55 für den Kugel/Mutter-Kontakt zugrunde gelegt.

4.1 Eingangsgrößen

4.1.1 Belastungsdaten

Die Belastungsdaten sind vor Beginn der Berechnung in geeigneter Weise zu messen, das heißt mit fähigen Messmitteln und in zeitlich ausreichender Auflösung. Um transiente Bewegungszustände moderner Antriebssysteme abbilden zu können, ist es empfehlenswert eine Messrate von 1000 Hz nicht zu unterschreiten. Erforderlich sind folgende Messdaten:

- Kraft in Abhängigkeit der Zeit
- Drehzahl in Abhängigkeit der Zeit
- Position in Abhängigkeit der Zeit

Stehen Messdaten nicht zur Verfügung, etwa weil die zu berechnende Applikation noch in der Entwicklung ist, so kann versucht werden die auftretenden Beanspruchungen in Simulationsrechnungen zu ermitteln.

4.1.2 Geometriedaten

Für den zu berechnenden Kugelgewindetrieb müssen die folgenden Geometriedaten bekannt sein:

- Kugelmittendurchmesser
- Kugeldurchmesser
- Anzahl der tragenden Umläufe
- Laufbahnradien von Mutter und Spindel
- Radien des Umlenksystems
- Kontaktwinkel

Darüber hinaus ist das Berechnungsprogramm darauf ausgelegt, ausschließlich solche Geometrien zu berechnen, deren Kontaktflächen sich durch höchstens zwei konstante Krümmungsradien beschreiben lassen. Hintergrund hierfür ist die Berechnung der Kontaktgeometrie und der Flächenpressungen auf Basis der Hertzschen Theorie [He1895, Mu50].

4.1.3 Werkstoff-, Oberflächen- und Stoffeigenschaften

Um die Werkstoffeigenschaften beschreiben zu können, müssen E-Modul und Querkontraktionszahl bekannt sein, da ein linear elastisches Materialgesetz für die Beschreibung der Festkörper verwendet wird. Für weitere Berechnungen werden ebenso die Härte, die Dichte und die Oberflächenrauheit der Kontaktpartner benötigt. Darüber hinaus müssen die Kennwerte des Schmierstoffes bekannt sein, um die Schmierstoffeigenschaften zu beschreiben (siehe hierzu Abschnitt 4.4.7). Zur Beschreibung der Reibung im Festkörperkontakt ist die Reibungszahl erforderlich.

4.1.4 Verschleißgrenze

Die Verschleißgrenze stellt das Maß dar, bei dessen Erreichen die Lebensdauer des Kugelgewindetriebs zu Ende ist. Hier wird die Verschleißgrenze in Form des Abtrages von Material an der Bauteiloberfläche betrachtet. Der Materialabtrag führt zu einer Verringerung der Vorspannkraft und somit zur Veränderung der Steifigkeit, welche von [Im06] als Maß für den Verschleißfortschritt verwendet wird. Handelt es sich um nicht vorgespannte Systeme, so vergrößert sich das messbare Spiel. Da die Steifigkeitsänderung bzw. die Spielzunahme als Eigenschaft des Kugelgewindetriebes einen skalaren Wert darstellt, muss die Verschleißgrenze des Kugelgewindetriebes als Gesamtsystem ebenfalls mit einem Skalar festgelegt werden. Um einen skalaren Wert für den Verschleiß des gesamten Kugelgewindetriebs zu erhalten, werden die lokalen Maxima der folgenden Materialabträge aufsummiert:

- Materialabtrag der Flankenseite eines Umlaufes der Mutter
- Materialabtrag der Flankenseite eines Umlaufes der Spindel
- Materialabtrag der Kugeln eines Kreislaufes

Dass Materialabtrag und Steifigkeitsabfall miteinander einhergehen, berichtet neben Imiela [Im06] auch Haberkern [Hab98].

4.2 Datenaufbereitung und Vorarbeiten

4.2.1 Aufbereitung der Belastungsdaten

Um dem Berechnungsmodell die Belastungsdaten zugänglich zu machen, sind diese in geeigneter Weise aufzubereiten. Hier wurde eine Formulierung der Belastungs-Zeit-Verläufe in Form von Funktionen realisiert. Notwendige Bedingung für die Eignung der Funktion ist ihre Fähigkeit die gemessenen Belastungs-Zeit-Verläufe abzubilden. Darüber hinaus muss die Funktion stetig und mindestens einmal stetig differenzierbar sein.

In Abbildung 20 sind die Kraft-Zeit-Funktion und der Kraft-Zeit-Verlauf für die ersten 0,7 Sekunden des Beispielzyklus dargestellt. Als Funktion wurde für die Kraft-Zeit-Funktion und die Drehzahl-Zeit-Funktion eine Fourier-Funktion 8. Ordnung gewählt. Der Prozesszyklus wurde in zwei Bereiche aufgeteilt, die mit Vorfahrt und Rückzug benannt sind. Motivation hierfür ist die Verbesserung der Abbildungsgenauigkeit, insbesondere bei großen Rückzugszeiten. Zur weiteren Verbesserung der Abbildungsgenauigkeit in ausgewählten Bereichen wurde eine Gewichtungsfunktion definiert, die bei der Berechnung der Abbildungsfunktion verwendet wird. Hohes Gewicht wurde den Berei-

chen mit großen Beschleunigungen gegeben – dies führt zu einer guten Annäherung der Funktionswerte an die Messwerte in diesen Bereichen. Analog wurde für die Drehzahl vorgegangen.

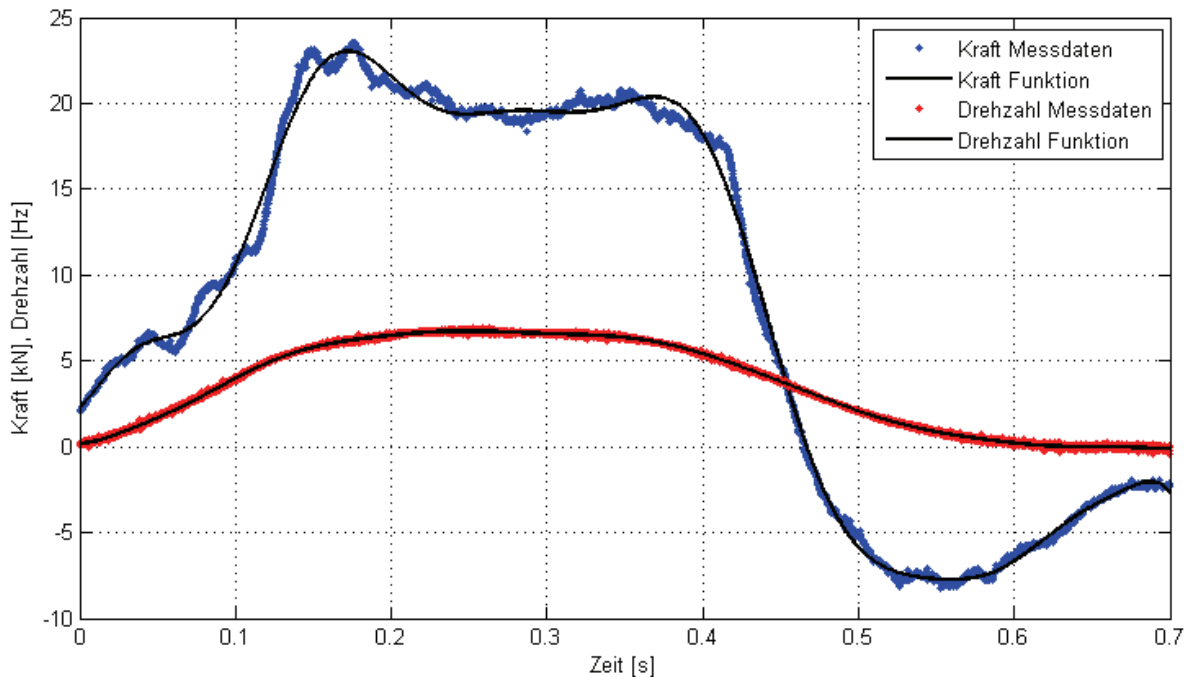


Abbildung 20: Kraft und Drehzahl-Verläufe (Messdaten) und Funktionen

Alternativ wäre es möglich, das Berechnungsmodell zu realisieren, indem eine Lookup-Tabelle verwendet würde, aus der die zeitbezogenen Daten ausgelesen und gegebenenfalls interpoliert würden. Vorteil der Methode ist die Möglichkeit quasi uneingeschränkt komplexe Prozessverläufe abzubilden zu können. Als Nachteil dieser Vorgehensweise ist die erhöhte Rechendauer zu nennen.

4.2.2 Strukturanalyse

Die Strukturanalyse wird durchgeführt, um die von den Kugeln übertragenen Kräfte in den Kontaktzonen des Kugelgewindetriebes zu ermitteln. Hierzu wird die Methode der Finiten Elemente angewendet.

Der erste Schritt, das sogenannte Preprocessing, besteht darin, die Bauteilgeometrie in das FEM-Programm einzugeben, die finiten Elemente zu erzeugen sowie Material- und Kontakteigenschaften und Randbedingungen zu definieren. Die reale Bauteilgeometrie soll dabei soweit wie möglich vereinfacht werden, ohne jedoch verfälschende Auswirkungen auf das Berechnungsergebnis zu haben. In Abbildung 21 ist die modellierte Geometrie des Gewindetriebes im $\frac{3}{4}$ -Schnitt gezeigt. Details wie Fasen, Verrundungen, das Umlenksystem, Befestigungsbohrungen und Freistiche wurden nicht ins Modell übernommen. Darüber hinaus ist nicht die gesamte Spindellänge verwendet worden, sondern nur der Abschnitt, welcher im Kraftfluss im Bereich des Muttergewindes liegt.

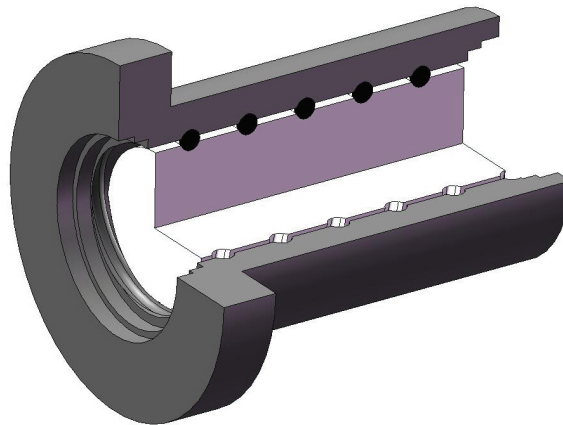


Abbildung 21: Geometriemodell des Kugelgewindetriebs im 3/4-Schnitt

Um nicht das gesamte Modell mit ca. 100 Kugeln berechnen zu müssen, wurde ein Segment aus dem Kugelgewindetrieb herausgeschnitten. Das Segment beträgt den 23. Teil ($\sim 15,652^\circ$) des Kugelgewindetriebs und enthält je Umlauf der Laufrille eine Kugel. Das für die Bauteile erzeugte Netz aus Tetraederelementen erster Ordnung ist in den folgenden Abbildungen dargestellt.

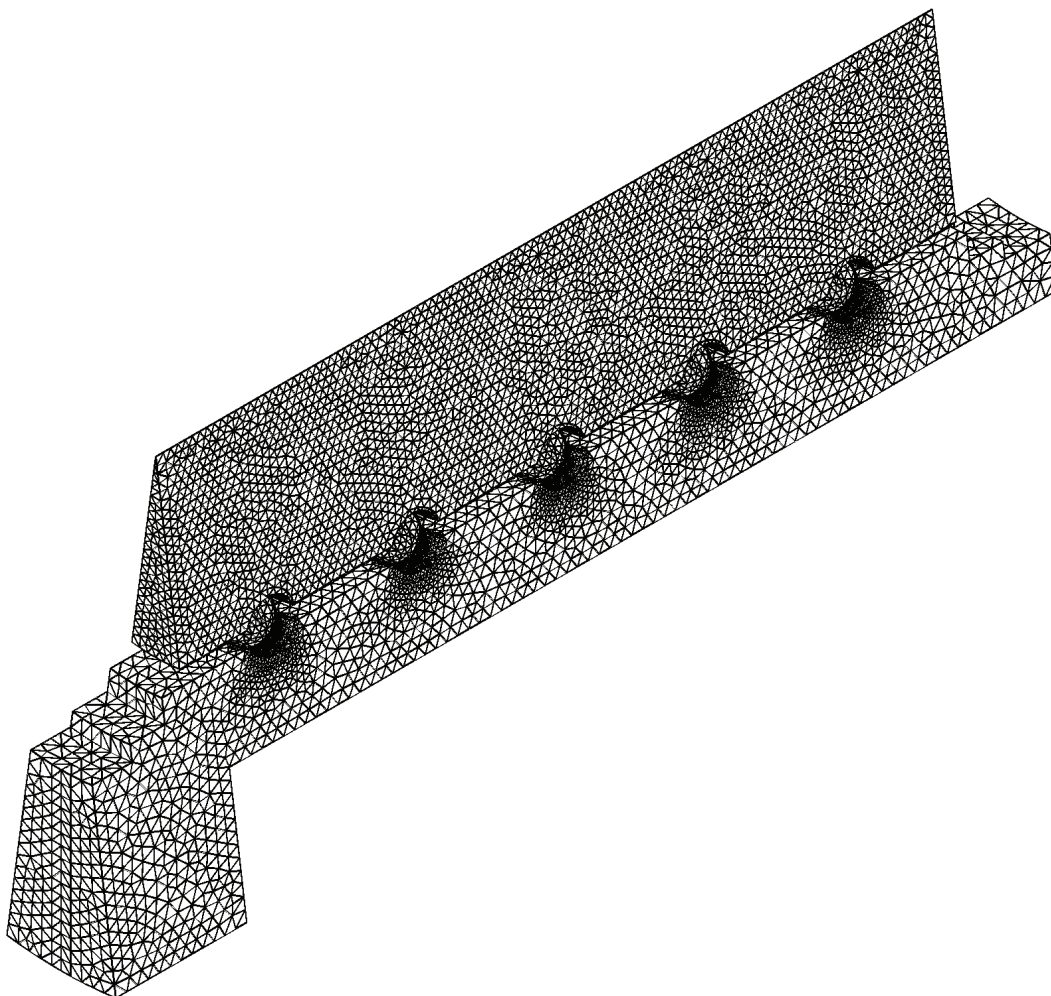


Abbildung 22: Netz des Kugelgewindetriebsegmentes

Um die Kontaktsituation zwischen Kugel und Laufbahn wirklichkeitsnah abbilden zu können, müssen die Kontaktbereiche in sehr kleine finite Elemente geteilt werden. Für die in Kontakt befindlichen Bereiche werden Netzsteuerungen verwendet, um eine durchschnittliche Kantenlänge der Elemente von 50 Mikrometern zu erreichen. Die Kontaktbereiche von Mutter und Spindel wurden analog zur Vernetzung derselben der Kugeln mit lokal stark verfeinerten Elementen ausgeführt.

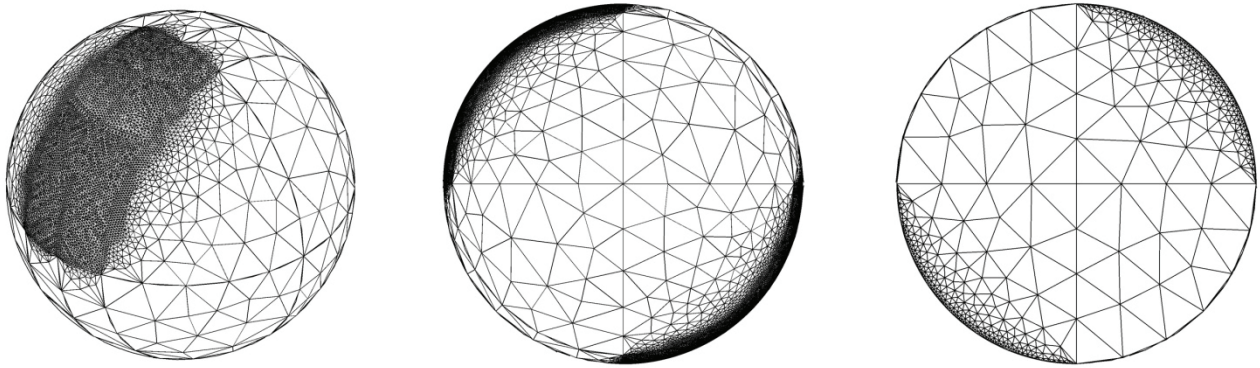


Abbildung 23: Vernetzung der Kugel, rechte Darstellung im Halbschnitt

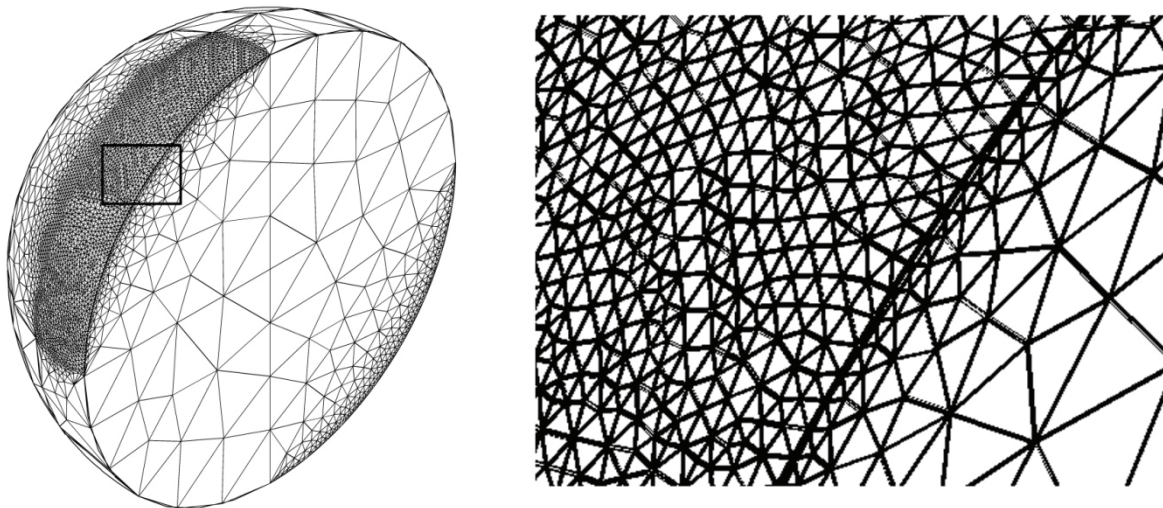


Abbildung 24: Vernetzung der Kugel im Halbschnitt, rechts Ausschnittdetail

Eine elementare Rolle kommt der Definition der Kontakteigenschaften zu. Die hier festzulegenden Einstellungen haben wesentlichen Einfluss auf die Art und Größe der Ergebnisse und die Konvergenz des Modells im Berechnungsschritt, eine Übersicht gibt Tabelle 1.

Tabelle 1: Parameter der Kontaktdefinition

contact type	surface to surface
sliding formulation	small sliding
tangential behaviour	friction, penalty
friction coefficient	0,1
master surface	ball surface
slave surface	screw/nut surface
adjustment	no
supplementary contact points	selectively
interaction properties, normal	direct
pressure overclose	hard contact

Als Randbedingungen für die Finite Elemente Berechnung wurde eine feste Einspannung der Mutter auf der Flanschinnenseite gewählt. Da nur ein Segment des Kugelgewindetriebes simuliert wird, sind die erzeugten Schnittflächen mit geeigneten Randbedingungen zu versehen. Das verwendete Berechnungsprogramm schreibt vor, alle Lasten und Randbedingungen in einer Art von Koordinatensystem zu definieren, weshalb ein Zylinderkoordinatensystem eingeführt wird. Die Z-Achse des Systems liegt konzentrisch zur Mittelachse des Kugelgewindetriebes.

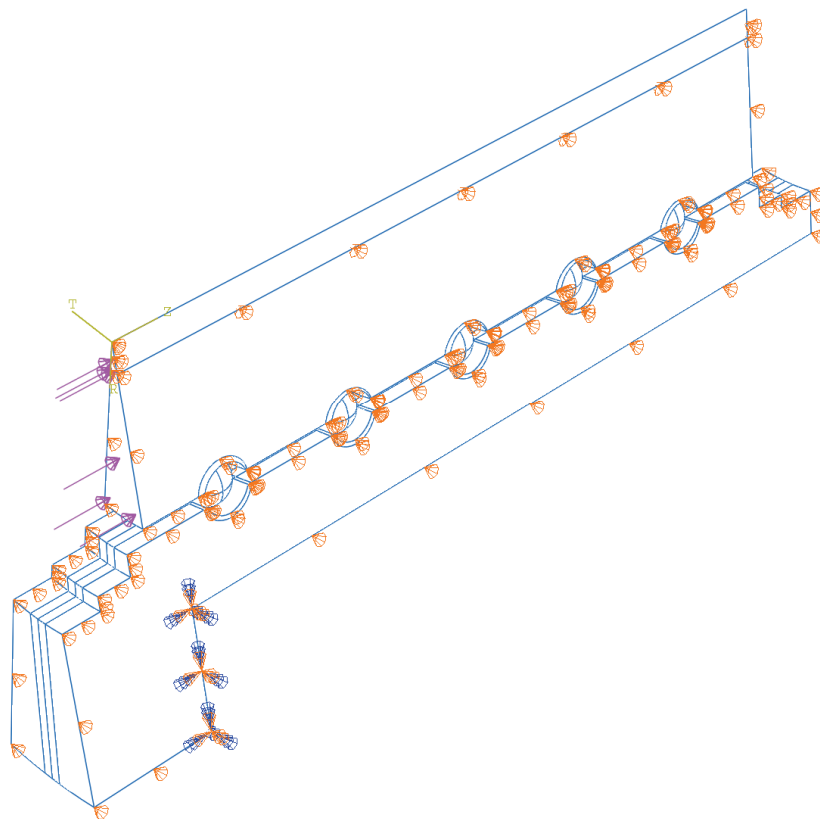


Abbildung 25: Randbedingungen der FEM-Rechnung, flanschseitige, positive Last

Die Schnittflächen des Segmentes erhalten die Randbedingung, keine Verschiebung in Theta-Richtung erfahren zu können. Die äußere Kraft wurde in Form eines gleichmäßig verteilten Drucks auf die flanschseitige Stirnfläche der Spindel in Z-Richtung realisiert. Das Materialmodell wird als linear elastisch formuliert. Dieses wird als zulässig angesehen, da die während des Betriebs des Kugelgewindetriebes aufgetragenen Lasten praktisch keine spontane plastische Verformung bewirken.

Um zu bestimmen, ob die erforderliche Netzfeinheit zur Abbildung der Kontaktsituation gegeben ist und eine geeignete Kontaktformulierung vorgenommen wurde, wurden Vergleichsrechnungen durchgeführt, siehe Anhang. Da für diese Analyse die je Kugel im Kontakt übertragenen Kräfte – nicht die Kontaktdrücke – das Berechnungsziel darstellen, wurde deren Veränderung für die verschiedenen Modelle ausgewertet. In den Grafiken ist der Kontaktdruck – aus welchem die Kontaktkraft berechnet wird – dargestellt. Dies ermöglicht die örtliche Verteilung der Beanspruchung in der Kontaktzone darzustellen. Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass sich für den vorliegenden Kugelgewindetrieb bei einer Kantenlänge der Elemente im Kontaktbereich von ca. 50 Mikrometern und der Verwendung der in Tabelle 1 angegebenen Kontaktdefinition stabile Ergebnisse zeigen. Abbildung 26 zeigt beispielhaft den berechneten Kontaktdruck aufgetragen auf der verformten Geometrie der Kontaktfläche der Spindellaufbahn. In Abbildung 27 ist ein Ausschnitt mit dem Elementnetz dargestellt, um einen Eindruck des Größenverhältnisses zwischen den Elementkanten und der Kontaktellipsengröße zu geben. Die Verformung ist in beiden Abbildungen um den Faktor 250 skaliert dargestellt.

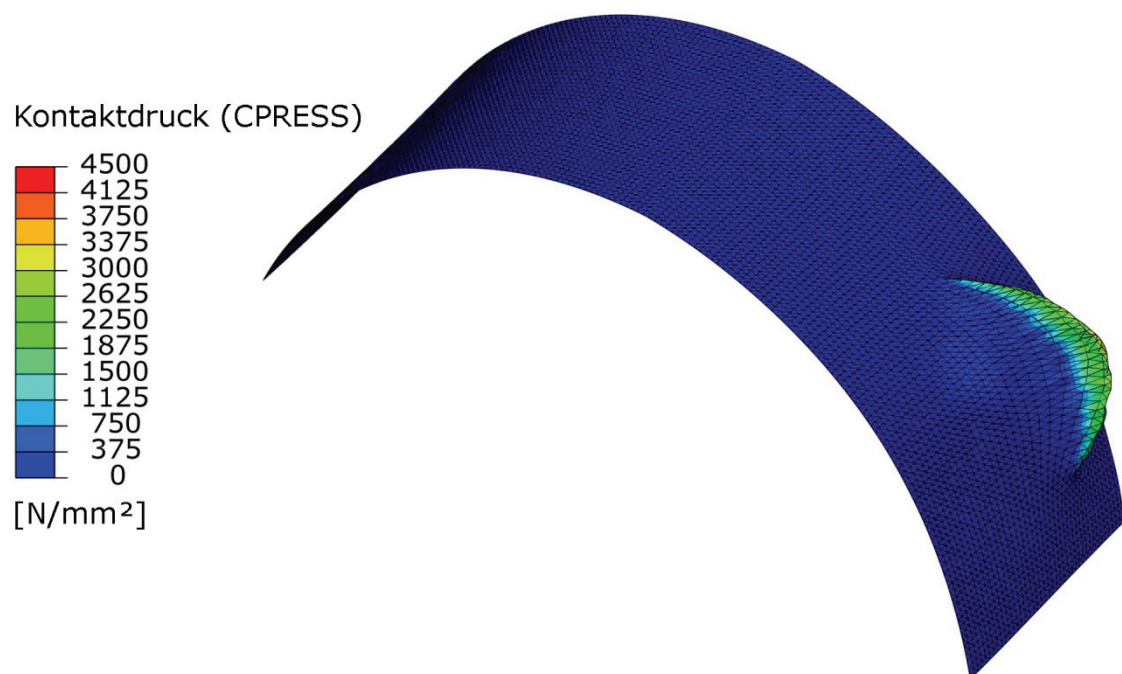


Abbildung 26: Spindellaufbahn (Ausschnitt) mit Druckverteilung im Kontaktbereich

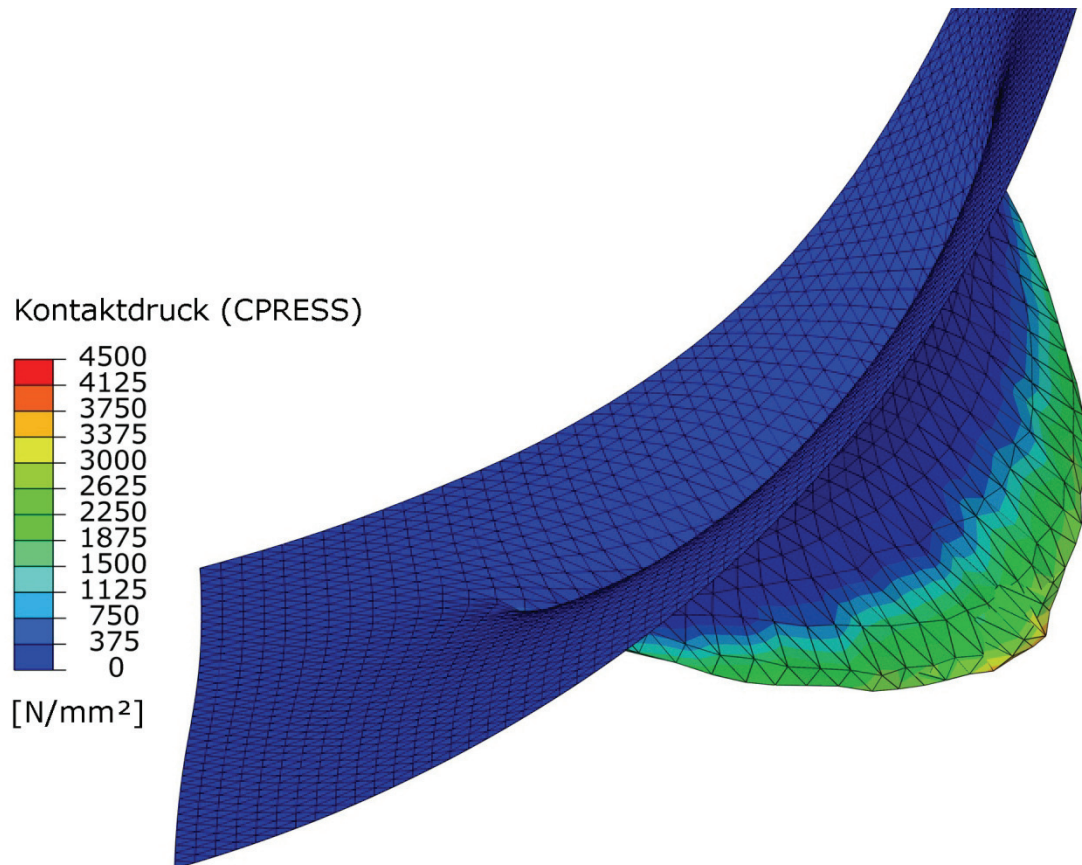


Abbildung 27: Detaildarstellung der Spindellaufbahn mit Druckverteilung im Kontaktbereich

In Abbildung 28 ist der Kontaktdruck auf der Spindellaufbahn dargestellt. Die Betrachtungsrichtung entspricht der Flächennormalen im Zentrum der Kontaktellipse. In Form und Größe entspricht die Kontaktellipse den Erwartungen entsprechend der Hertzschen Kontakttheorie. Bezüglich der Verteilung des Kontaktdrucks ist jedoch eine geringfügige Abweichung erkennbar, die aus der Diskretisierung und dem Lösungsschritt herrührt.

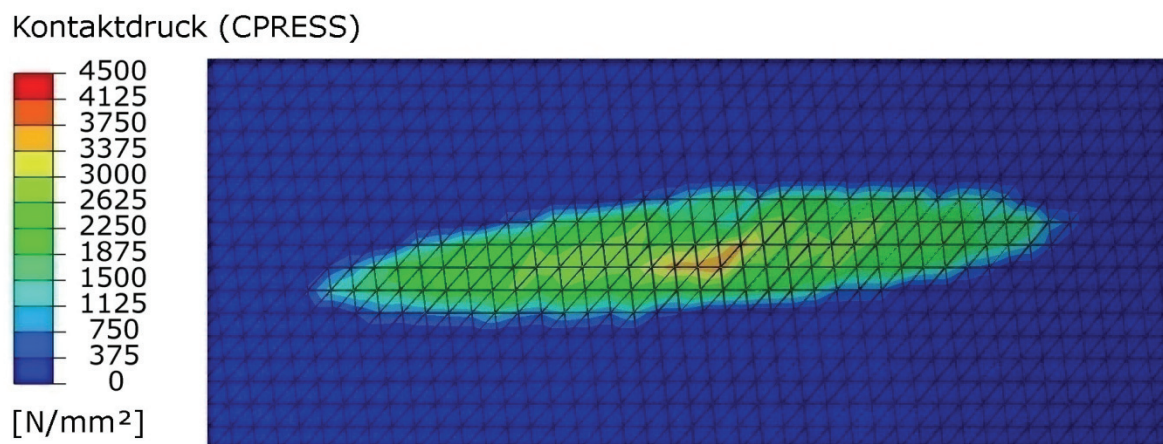


Abbildung 28: Druckverteilung im Berührungspunkt der Spindellaufbahn (Ausschnitt)

Bei der Aufbringung der Kraft auf die Spindel ist zu beachten, dass die Ergebnisse abhängig davon sind, ob die Last am flanschseitigen Ende der Spindel oder an der Gegenseite aufgebracht wird und welche Orientierung sie besitzt. Die positive Krafrichtung ist vom flanschseitigen Mutter-Ende zur Gegenseite hin orientiert, vgl. Abbildung 25.

Ausgewertet wurden die Finite-Elemente-Berechnungen, indem die Kontaktflächen frei geschnitten und die resultierenden Schnittkräfte aufgezeichnet wurden. Die Ergebnisse für den berechneten Kugelgewindetrieb mit flanschseitiger Lastaufbringung sind in Tabelle 2 aufgeführt. Die Lasthöhe bezieht sich auf den gesamten Kugelgewindetrieb. Die Ziffern in der zweiten Zeile der Tabelle beziehen sich auf die Nummer des Umlaufes, beginnend mit 1 an der Flanschseite der Mutter. Festzustellen ist, dass eine ausgeprägte Ungleichverteilung der Last gegeben ist. Weiter ist festzustellen, dass die negative Krafrichtung stets eine stärker ausgeprägte Ungleichverteilung zeigt. Darüber hinaus ist erkennbar, dass mit zunehmender Last die ungleiche Verteilung der Last auf die Gewindegänge stets zunimmt.

Tabelle 2: Spezifische Kontaktkräfte im Kugelgewindetrieb mit 5 tragenden Umläufen

Last [kN]	positive Krafrichtung (A)					negative Krafrichtung (B)				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
9,05	1,12	1,07	0,98	0,93	0,91	1,2	1,08	0,96	0,89	0,85
18,10	1,15	1,07	0,98	0,92	0,89	1,27	1,09	0,94	0,86	0,83
27,14	1,17	1,08	0,97	0,91	0,88	1,29	1,1	0,93	0,85	0,82
36,19	1,18	1,08	0,97	0,90	0,87	1,31	1,10	0,93	0,85	0,81
45,24	1,22	1,09	0,96	0,88	0,85	1,34	1,10	0,92	0,83	0,80

Die beiden nachfolgenden Abbildungen zeigen die von Mises Vergleichsspannung für die unterschiedlichen Krafortientierungen und Kraftangriff auf der flanschseitigen Spindelstirnfläche. Aus Tabelle 2 ist zu entnehmen, dass die spezifische Kontaktkraft für den ersten Gewindegang bei negativer Krafrichtung größer ist als bei positiver Krafrichtung. Anschaulich begründbar ist dieses Phänomen durch die Stützwirkung des Flansches im Fall der negativen Krafrichtung, da die Bereiche hoher Spannung näher am Flansch liegen und der Flansch die radiale Aufweitung der Mutter durch die Kontaktkraft in diesem Bereich vermindert.

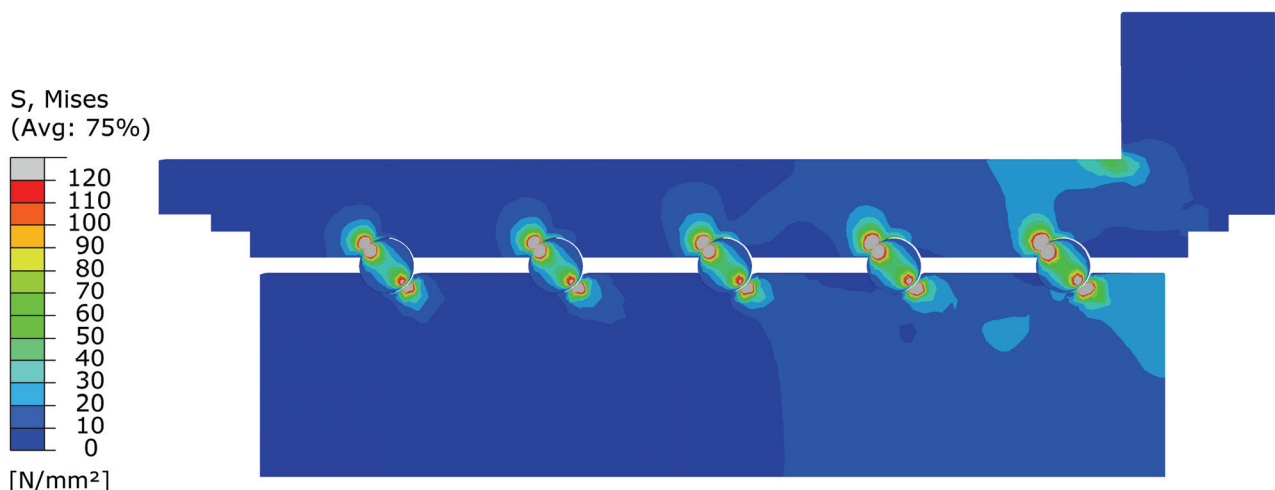


Abbildung 29: Vergleichsspannung im Axialschnitt, positive Krafrichtung

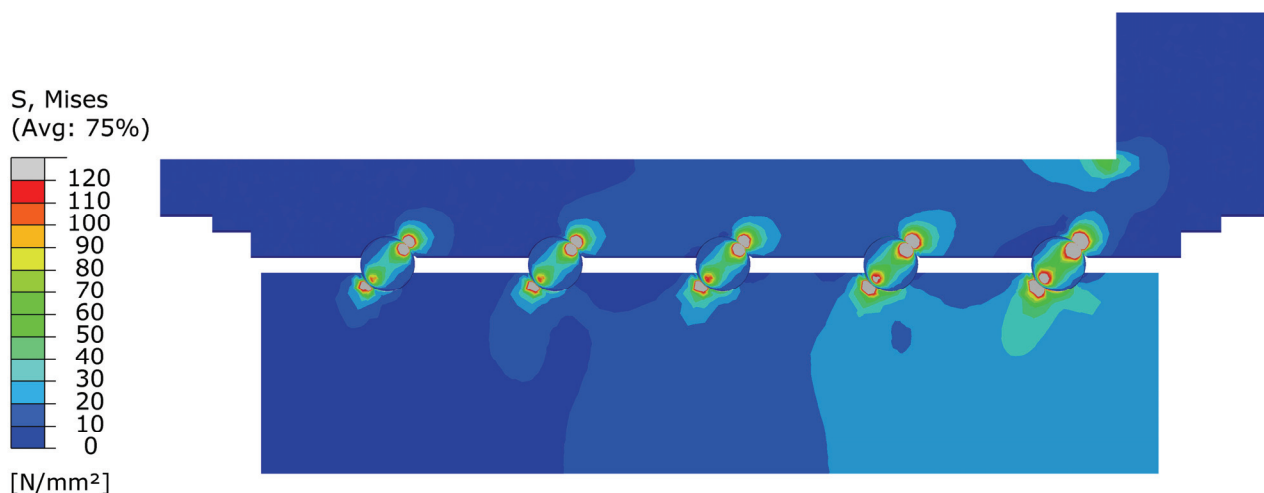


Abbildung 30: Vergleichsspannung im Axialschnitt, negative Kraftrichtung

4.2.3 Diskretisierung der Bauteilgeometrie

Für die Lebensdauerberechnung wird die Geometrie der realen Bauteile ebenfalls diskretisiert. Die entstehenden Bauteilabschnitte sind jedoch deutlich größer als die bei der Strukturanalyse verwendeten finiten Elemente. Aufgeteilt wird die Mutter in n **Gänge**, wobei n der Anzahl der tragenden Umläufe der Laufrille in der Mutter entspricht. Jeder Gang wird in zwei Teile aufgespalten, A kennzeichnet die Gewindeflanke welche bei positiver Axialkraft beansprucht wird, B kennzeichnet die gegenüberliegende Gewindeflanke, die bei negativer Axialkraft beansprucht wird. Analog wird für die m Umläufe und Flanken (A, B) der Spindel vorgegangen, die **Sektoren** genannt werden. Die Kugeln werden ebenfalls in n **Bereiche** aufgeteilt, wobei n wieder die Anzahl der tragenden Gewindeumläufe in der Mutter darstellt. Abhängig von der Ausführungsvariante der Kugelrückführung werden diese entweder wieder zusammengefasst (Gesamtumlenkung) oder einzeln betrachtet (Einzelumlenkung). Die hier vorgenommene Benennung der Bereiche der Bauteilgeometrie wird in dieser Arbeit weiter so verwendet.

4.2.4 Lokaler Tragfaktor

Eingeführt und definiert wurde der lokale Tragfaktor bereits in Abschnitt 3. Auf Grund der asymmetrischen Ausführung der Kugelgewindetriebmuttern ergeben sich die Tragfaktoren in Abhängigkeit von der Orientierung der Axiallast. Weiterhin ist von Bedeutung, ob die Last am flanschseitigen Ende der Mutter auf die Spindel wirkt oder an der Gegenseite. In Tabelle 3 sind die Tragfaktoren für den Beispiel-Kugelgewindetrieb mit Lastangriff auf der flanschseitigen Spindelseite für die Mutter angegeben. Die Werte gelten in gleicher Weise für die Kugeln und die Spindel. Für die Spindel ist zu berücksichtigen, dass die Mutter während des Zyklus eine Verfahrbewegung durchführt, wodurch die Tragfaktoren der Spindelbereiche keine Konstanten mehr darstellen. Vielmehr sind sie abhängig davon, welcher Bereich der Mutter – über die Kugeln – mit ihr in Kontakt steht.

Tabelle 3: Lokaler Tragfaktor für die Mutter

Bereich	pos. Kraft (A)	neg. Kraft (B)
Umlauf 1	1,15	1,27
Umlauf 2	1,07	1,09
Umlauf 3	0,98	0,94
Umlauf 4	0,92	0,86
Umlauf 5	0,89	0,83

Ermittelt wird der lokale Tragfaktor aus den Ergebnissen der Strukturanalyse, siehe Tabelle 2. Vorgeschlagen wird den Last-Wert zu verwenden, der in seiner Höhe etwa der dynamisch äquivalenten Last entspricht. Denkbar wäre – als Erweiterung des hier dargelegten Berechnungsmodells – den lokalen Tragfaktor als Variable einzuführen, die abhängig von der Lasthöhe zu formuliert ist. Aus Gründen des Berechnungsaufwandes und der geringen Varianz, vergleiche Tabelle 2, wird darauf an dieser Stelle verzichtet.

4.3 Ermüdungsverschleiß und Lebensdauer

Die Berechnung des Ermüdungsverschleißes erfolgt heute zumeist auf Basis der in Abschnitt 2.3.1 bereits dargestellten Strategie nach [DIN69051] und [ISO3408]. In der Einsatzpraxis von Schwerlast-Kugelgewindetrieben in anspruchsvollen Anwendungen, wie beispielsweise an Kunststoff-spritzgießmaschinen, zeigen sich häufig deutlich kürzere Einsatzzeiten als sie gemäß der genormten Berechnungsvorschriften zu erwarten wären.

Im folgenden Abschnitt wird das Modell nach [DIN69051] und [ISO3408] daher analysiert und basierend auf den gewonnenen Erkenntnissen modifiziert, beziehungsweise erweitert.

4.3.1 Erweiterung des DIN-Berechnungsmodells

Das Lebensdauerberechnungsmodell nach [DIN69051] beruht im Wesentlichen auf der von Lundberg und Palmgren [Lun47] veröffentlichten Formel für die Lebensdauer von Wälzlagern und formuliert für den Zusammenhang zwischen dynamisch äquivalenter axialer Last F_m und der modifizierten dynamischen axialen Tragzahl C_{am} folgenden Zusammenhang für die modifizierte Lebensdauer von Kugelgewindetrieben, angegeben in 10^6 Umdrehungen bei 90% Erlebenswahrscheinlichkeit:

$$L_m = \left(\frac{C_{am}}{F_m} \right)^3 \quad (\text{Gl. 4.1})$$

Die modifizierte dynamische axiale Tragzahl C_{am} berechnet sich als Produkt aus der dynamischen axialen Tragzahl C_a und den Korrekturfaktoren für die Fertigungstoleranzen f_{ac} , die Materialhärte f_h und die Erschmelzungsart des Werkstoffs f_m . Für Kugelgewindetriebe mit mehr als einem Umlauf

berechnet sich die dynamische axiale Tragzahl C_a sowohl nach [DIN69051], als auch gemäß [ISO3408] nach folgender Formel aus der dynamischen axialen Tragzahl C_i eines Umlaufes und der Anzahl der tragenden Umläufe i :

$$C_a = C_i * i^{0,86} \quad (\text{Gl. 4.2})$$

Kritisch anzumerken ist hier, dass weder [DIN69051] noch [ISO3408] einen Hinweis darauf geben, wie der Exponent zu 0,86 bestimmt wurde. Folgt man der Arbeit von Hilmer, der den Exponenten aus der Gleichung der Lebensdauergleichung und der Gleichung der Lebensdauerstreu­kurve herleitet, ergibt sich dieser unter der Voraussetzung linearer Lastverteilung und gleicher dynamischer Tragzahlen der Umläufe zu 0,7. Für die Abweichung zwischen dem theoretischen Wert und dem genormten Wert gibt es in den Werken keine Angabe. Es ist daher zu vermuten, dass es sich ähnlich verhält wie mit dem von Hilmer formulierten Überrollverhältnis, dass auf Grund von fehlendem Praxisnachweis der Lebensdauersteigerung keinen Eingang in die [DIN69051] erfahren hat. Diese Vorgehensweise hat sicherlich den positiven Aspekt die Berechnungsgrundlage den Praxisverhältnissen anzunähern, doch ergibt sich auch die Gefahr, dass bei geänderten Einsatz- und Randbedingungen andere Ergebnisse erzielt werden. Insbesondere ist die Gefahr dann gegeben, wenn die Praxiserfahrungen der Vergangenheit dazu führen, die Berechnungsgrundlagen in eine Richtung zu verändern, nach der sich längere Lebensdauern ergeben als statistisch anzunehmen ist.

Am Beispiel eines Schwerlast-Kugelgewindetriebes mit 8 tragenden Umläufen soll die Auswirkung der Modifikation des Exponenten von 0,7 auf 0,86 verdeutlicht werden. Bei gleicher dynamischer axialer Tragzahl $C_i=50$ kN des einzelnen Umlaufes und allen Korrekturfaktoren $f_i=1$, steigt die prognostizierte Lebensdauer bei einer dynamisch äquivalenten Last von $F_m=48$ kN von $89 \cdot 10^6$ Umdrehungen auf $241 \cdot 10^6$ Umdrehungen an.

Die Betrachtungsweise von Hilmer unterstellt die ausschließliche Belastung einer Flankenseite der Laufbahnen, die ein Worst-Case-Szenario darstellt. Für die gleichmäßige Belastung beider Gewindeflanken gibt er einen Korrekturfaktor in Höhe von 1,23 an, mit dem C_a zu multiplizieren ist. Auf Grund des Wertes von 3 für den Exponenten der Lebensdauergleichung (Gl. 4.1) ergibt sich eine Lebensdauerverlängerung um 86,6%. In der [DIN69051] findet sich keine Aussage zum Vorgehen bei mehreren Lastrichtungen (genauer: bei den unterschiedlichen Orientierungen axialer Last) und den daraus resultierenden Flankenbelastungen. Hierin ist der Hauptvorteil der [ISO3408] zu sehen, die die Lebensdauerberechnung in Abhängigkeit von der Lastorientierung vorsieht.

Wie die Ergebnisse der Strukturanalyse aus Abschnitt 4.2.2 zeigen, lässt sich die der genormten Berechnungsvorschrift zu Grunde liegende Forderung einer gleichmäßigen Belastung der einzelnen Gewindegänge mit Kugelgewindetrieben in Standard-Bauform nicht erfüllen. Für die einzelnen Umläufe ergeben sich die in Abschnitt 4.2.4 beispielhaft ermittelten lokalen Tragfaktoren, die die Belastungshöhe des einzelnen Umlaufes bezogen auf die gemittelte Belastungshöhe angeben. Hier soll im Folgenden dargelegt werden, wie die Kenntnis der lokalen Lastverteilung Eingang in die Ermüdungsverschleißberechnung erhalten kann und somit das bestehende Berechnungsmodell nach [DIN69051] erweitert und modifiziert. Die Modifikation betrifft den Exponenten i in Gleichung 4.2, der auf den statistisch zu erwartenden Wert 0,7 festgeschrieben wird. Die Erweiterung geschieht für den Fall inhomogener Belastung der Umläufe, indem zunächst jeder Gewindeumlauf mit der tatsächlich auf ihn wirksamen Belastung beaufschlagt und hierfür die Lebensdauer berech-

net wird. Es ergibt sich die zu erwartende Lebensdauer der einzelnen Gewindegänge bei einer Überlebenswahrscheinlichkeit von 90%. Aus den Lebensdauern L_i der i Umläufe muss nachfolgend die Lebensdauer L für die gekoppelten Wälzkörper, sprich den gesamten Kugelgewindetrieb bestimmt werden. Dies geschieht mit Hilfe des Additionssatzes der Wahrscheinlichkeitsrechnung und führt zu folgendem Zusammenhang:

$$\frac{1}{L} = \left[\sum_{i=1}^i \left(\frac{1}{L_i} \right)^{\frac{10}{9}} \right]^{9/10} \quad (\text{Gl. 4.3})$$

Die berechnete Lebensdauer L besitzt wie die Einzelwerte L_i die Überlebenswahrscheinlichkeit von 90%.

Für den in Abschnitt 4 eingeführten Kugelgewindetrieb mit 5 tragenden Umläufen wird ein Vergleich der nach [DIN69051] berechneten Lebensdauer und der Lebensdauer nach dem hier vorgeschlagenen modifizierten und erweiterten Berechnungsmodell für Ermüdungsverschleiß durchgeführt. Da die Rückfahrt lastfrei erfolgt, und während der Vorfahrt eine stets gleichgerichtete Last vorgesehen wird, ergeben sich nach [DIN69051] und [ISO3408] nahezu identische Ergebnisse, weshalb zur besseren Übersichtlichkeit für die genormten Berechnungsmodelle nur die Ergebnisse nach [DIN69051] dargestellt werden. Die zu Grunde gelegte dynamisch äquivalente axiale Belastung F_m beträgt 18,925 kN.

Gemäß dem modifizierten Modell reduziert sich die zu erwartende Lebensdauer für den betrachteten Kugelgewindetrieb gegenüber dem Ergebnis nach [DIN69051] von 64 Millionen auf 28 Millionen Umdrehungen, was einer Minderung um 56% entspricht. Trifft das neue Modell zu, so wird nach [DIN69051] eine um 129% zu lange Lebensdauer prognostiziert.

Tabelle 4: Vergleich der Berechnungsergebnisse für verschiedene Prognosemodelle

Ergebnisse für den Kugelgewindetrieb gemäß [DIN69051]					
mod. axiale Tragzahl C _{am} , [kN]	75,7				
Lebensdauer, [10 ⁶ Umdrehungen]	64				
Ergebnisse gemäß dem modifizierten Modell					
	Umlauf 1	Umlauf 2	Umlauf 3	Umlauf 4	Umlauf 5
Tragfaktor(A), nach Tabelle 3	1,15	1,07	0,98	0,92	0,89
mod. axiale Tragzahl C _{im} eines Umlaufes, [kN]	18,97	18,97	18,97	18,97	18,97
Lebensdauer einzelner Umläufe, [10 ⁶ Umdrehungen]	83	102	134	162	178
Lebensdauer des gesamten Kugelgewindetriebes, [10 ⁶ Umdrehungen]	28				

4.4 Abrasivverschleiß und ertragbare Zyklenzahl

In den folgenden Unterkapiteln wird ein Modell für die Berechnung des abrasiven Verschleißes des Kugelgewindetriebes entwickelt und abschließend die Vorgehensweise zur Bestimmung der ertragbaren Zyklenzahl dargelegt.

Auf Grund der Wahl des Berechnungsansatzes auf Basis von Energiemethoden nach [Kra83, Ikr87, Fl80], vgl. Abschnitt 2.3.2, ist es nicht möglich die Verschleißmechanismen Abrasion und Adhäsion, sowie die Anteile für die elastische Hysterese und plastische Verformungen klar voneinander zu trennen. Die als Abrasivverschleiß bezeichnete Rechengröße kann folglich beispielsweise auch Anteile adhäsiven Verschleißes beinhalten. Die Bezeichnung wurde auf Grund der bis dato festgestellten Dominanz von Schadensbildern so gewählt, die maßgeblich auf abrasiven Verschleiß zurückzuführen sind.

Zur Berechnung der den Verschleiß bewirkenden Reibungsarbeit müssen die Kontaktdrücke, Gleitgeschwindigkeiten und Schmierbedingungen für alle Kontaktstellen des Kugelgewindetriebes berechnet werden. Eine wichtige Grundlage der Beschreibung im aufgestellten Berechnungsmodell ist die Arbeit von Haberkern, der ein Verschleißbetragsmodell für Kugelgewindetriebe aufstellt [Hab98]. In den nachfolgenden Unterkapiteln sind die aus [Hab98] übernommenen Zusammenhänge ergebnisbezogen dargestellt. Aspekte, die sich wesentlich unterscheiden oder deren Beschreibung verfeinert wurde, sind ausführlich dargestellt.

4.4.1 Gleitgeschwindigkeit im Kontakt Kugel/Laufbahn

Die Gleitgeschwindigkeit im Wälzkontakt setzt sich aus bis zu drei Komponenten zusammen: Mikroschlupf und Bohrbewegung gehen stets mit der Verfahrensbewegung einher. Abhängig vom Betriebszustand kann Makroschlupf hinzukommen. Zu beachten ist, dass für die Verschleißberech-

nung ausschließlich die Gleitgeschwindigkeit heranzuziehen ist. Für die Berechnung des Schmierzustandes ist jedoch die Geschwindigkeitskennzahl maßgeblich, die nach [Ste96] das Produkt aus Wälzkörper-Radius und Wälzkörper-Winkelgeschwindigkeit ist.

4.4.1.1 Mikroschlupf

Der Effekt des Mikroschlupfes tritt auf, da die Kontaktflächen der sich berührenden Körper gekrümmt sind. [Ste96] liefert eine Parabelgleichung, die die Form der Krümmung annähert:

$$y(z) = \frac{1}{D_w} * z^2 \quad (\text{Gl. 4.4})$$

Die Kontaktfläche von zwei allseitig gekrümmten Körpern ist eine Ellipse mit den beiden Halbachsen a und b, wobei die Halbachse a die größere ist [He1895]. So liegt die maximale Abplattung am Rand der Berührfläche bei der Halbachse a vor:

$$y_{max} = y(a) = \frac{1}{D_w} * a^2 \quad (\text{Gl. 4.5})$$

Steinert beschreibt in seinem Werk [Ste96], dass der Momentanpol der Kugelrotation bei $z = a/3$ liegt. So bekommt er für die maximale Gleitgeschwindigkeit am Rand der Ellipse folgende Gleichung:

$$v = \omega_{Kugel} * \left(y(a) - y\left(\frac{a}{3}\right) \right) \quad (\text{Gl. 4.6})$$

mit

$$\omega_{Kugel} = \frac{\omega_{Spindel}}{2} * \left(\frac{D_{pW}}{D_w} - \left(\frac{\cos^2 \alpha}{\frac{D_{pW}}{D_W}} \right) \right) \quad (\text{Gl. 4.7})$$

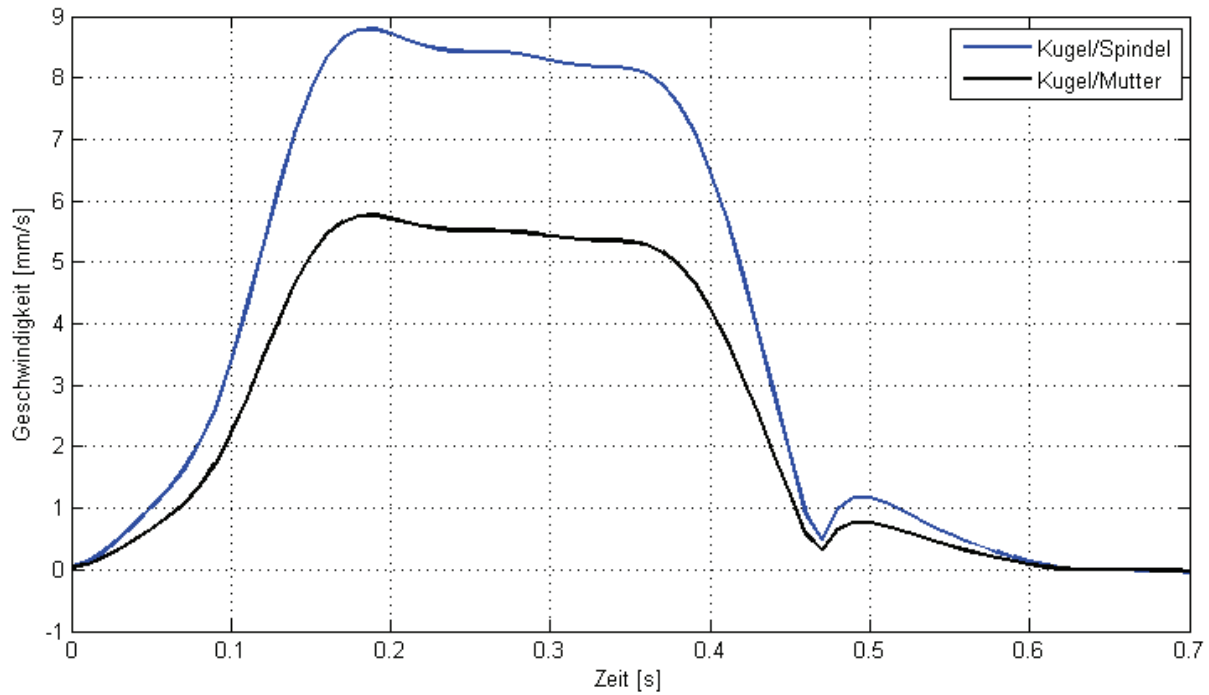


Abbildung 31: maximale Mikroschlupf-Geschwindigkeit am Rand der Kontaktellipse

4.4.1.2 Makroschlupf

In seiner Arbeit [Hab98] stellt Haberkern einen Ansatz vor, nach welchem bestimmt werden kann, unter welchen Bedingungen eine Kugel durchrutscht und somit ihren maximalen Schlupf erreicht. Bedingung für das Durchrutschen der Kugeln ist, dass die Trägheitskraft die Haftreibungskraft dem Betrag nach übersteigt. Haberkern und Jarosch gehen davon aus, dass die Kugeln dabei an der Laufbahn der Spindel voll durchrutschen und an der Mutterlaufbahn haften (angetriebene Spindel). Dieser Annahme entspricht der Graph für die tragende Kugel in Abbildung 32 und Abbildung 33. Die Gleitgeschwindigkeit ergibt sich hierfür zu:

$$v = \omega_{Kugelkette} * \frac{D_{pW}}{2} \quad (\text{Gl. 4.8})$$

mit

$$\omega_{Kugelkette} = \frac{\omega_{Spindel}}{2} * \left(1 - \frac{\cos \alpha}{\frac{D_{pW}}{D_W}} \right) \quad (\text{Gl. 4.9})$$

Die Trägheitskraft durch die Kugeleigenrotation berechnet sich wie folgt:

$$F_T = \frac{\frac{2}{5} * m_{Kugel} * \left(\frac{D_W}{2} \right)^2}{\frac{D_W}{2}} * \frac{\omega_{Spindel}}{2} * \left(\frac{D_{pW}}{D_W} - \frac{\cos^2 \alpha}{\frac{D_{pW}}{D_W}} \right) \quad (\text{Gl. 4.10})$$

Durch die oben genannte Annahme entfallen die Trägheitskräfte, die eine bewegte Kugelschleife hervorrufen würden. In dieser Arbeit wird dazu übergegangen, eine Grenzbedingung für das Auftreten

von Makroschlupf zu formulieren, die auch auf die bewegte Kugelkette anwendbar ist. Als kritischer Ort für die Störung der Kugelkinematik wurde in Abschnitt 2.1.5 bereits der Bereich vor dem Rückführsystem identifiziert. In diesem Bereich müssen zwischen den Kugeln Normalkräfte übertragen werden, um die Kugelkette durch den Rückführkanal zu schieben. Die erforderliche Kraft zur Überwindung der Massenträgheit wurde berechnet und als Graph – Kugel im Rückführsystem – in Abbildung 32 und Abbildung 33 dargestellt. Aus den Abbildungen geht hervor, dass für den vorliegenden Kugelgewindetrieb die Trägheitskräfte – bezogen auf eine Kugel – aus dem Rückführsystem überwiegen.

Die Trägheitskraft auf eine im Rückführsystem gleitende Kugel beträgt:

$$F_{T,rfs} = m_{Kugel} * a \quad (\text{Gl. 4.11})$$

mit:

$$a = \omega_{Spindel} * \frac{D_{PW}}{2} \quad (\text{Gl. 4.12})$$

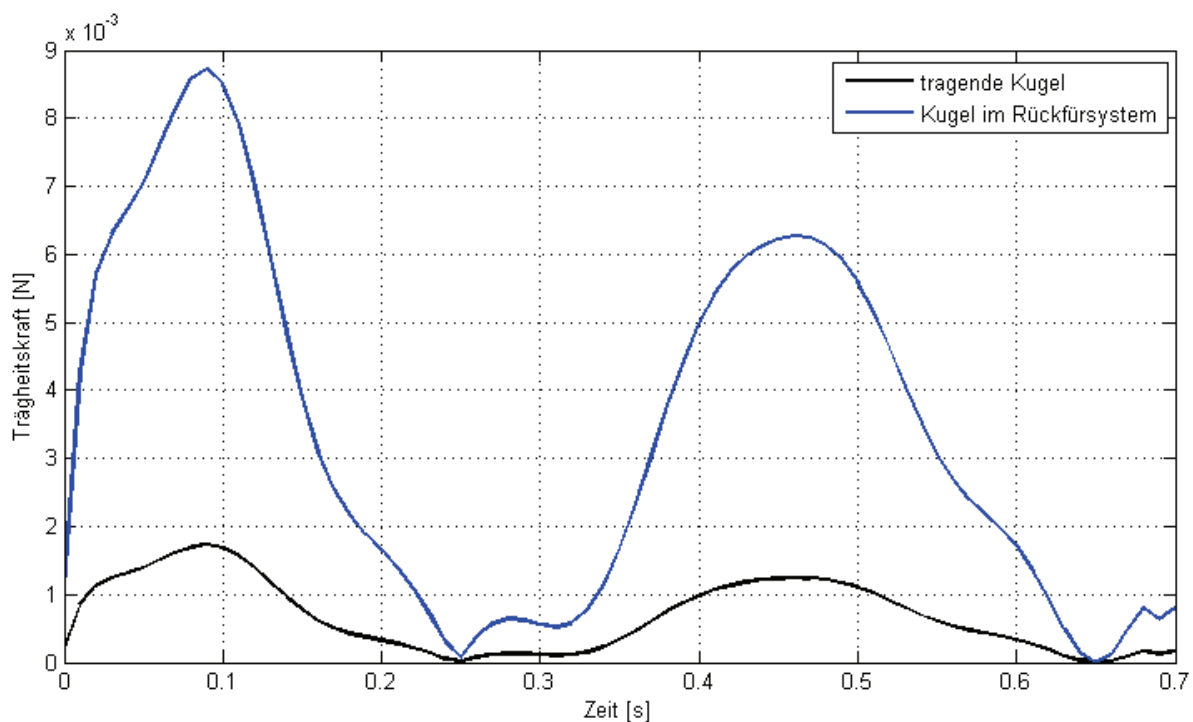


Abbildung 32: Trägheitskraft einer Kugel während der Vorfahrt

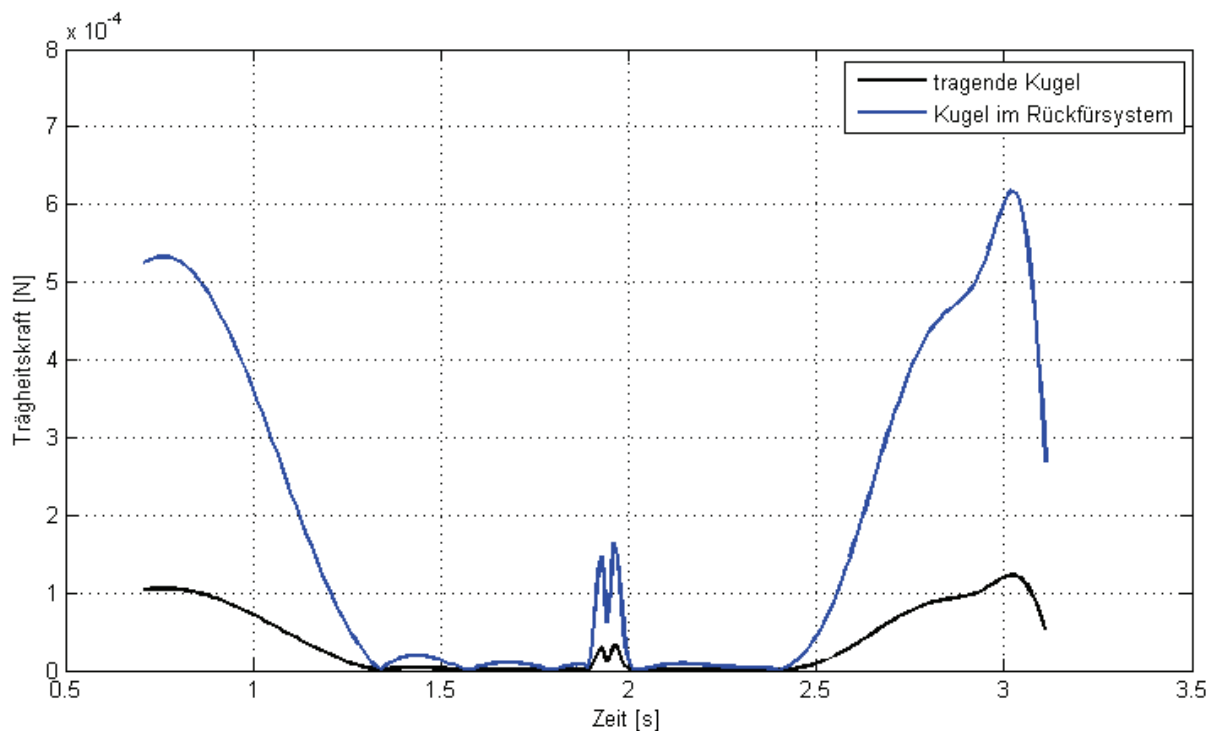


Abbildung 33: Trägheitskraft einer Kugel während der Rückfahrt

Im Rückführsystem befinden sich stets n Kugeln. Die Kräfte zur Bewegung der Kugelkette im Rückführsystem müssen durch die letzte Kugel, die zwischen Mutter- und Spindellaufbahn läuft, aufgebracht werden. Aus diesem Grund wird diese Kugel als erste tragende Kugel in eine Gleitbewegung (Makroschlupf) übergehen. Die hierfür resultierenden Reibkräfte und Trägheitskräfte für die Vorschubbewegung sind in Abbildung 34 dargestellt. Es ist gut erkennbar, dass während der Phase hoher Vorschubgeschwindigkeit (vgl. Abbildung 20) und hoher Kraft beide Graphen weit auseinander liegen. Da die Reibkraft überwiegt, tritt kein Makroschlupf auf. In den Beschleunigungs- und Bremsphasen jedoch nähern sich die beiden Graphen einander an. Motivation für die Gegenüberstellung der Graphen ist die Tatsache, dass auch für dieses Modell Vereinfachungen angenommen werden mussten. Beispielsweise wurde der Reibkoeffizient zwischen den Kontaktpartnern als Konstante formuliert. Die Gegenüberstellung der Graphen in den beiden folgenden Abbildungen erlaubt auf qualitative Weise die Bereiche zu identifizieren, die tendenziell makroschlupfgefährdet sind.

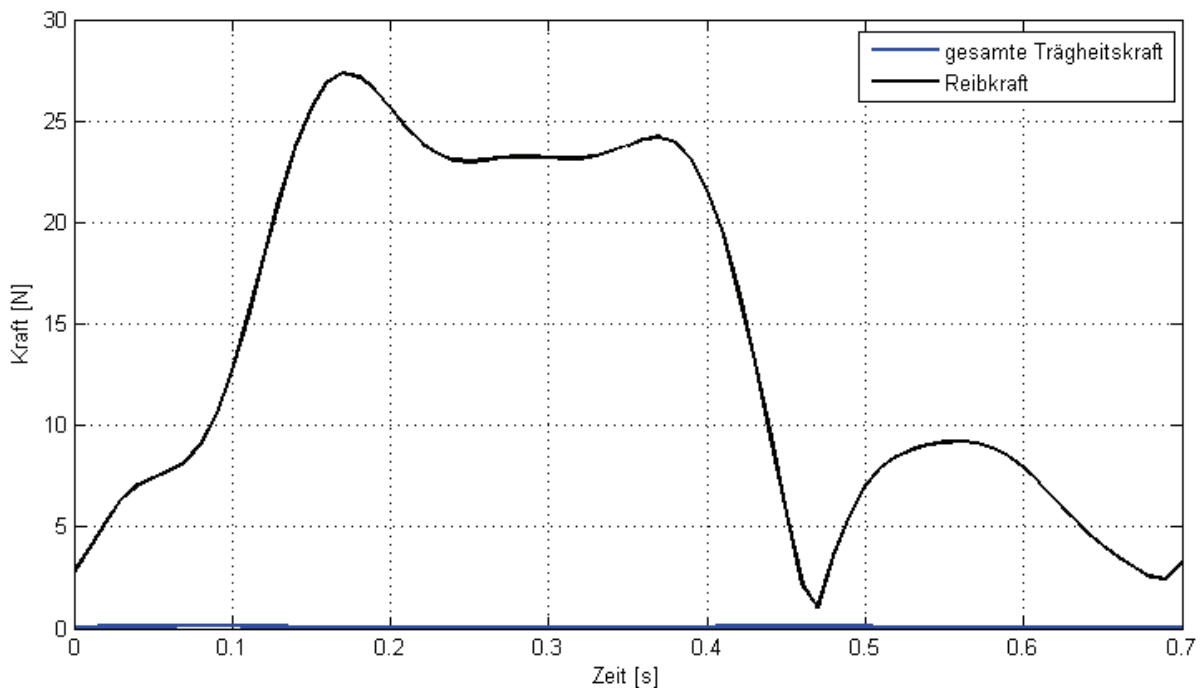


Abbildung 34: Kräfte zur Berechnung des Makroschlupfes, Vorfahrt

Für die Rückfahrt kann eine deutlich größere Neigung zum Makroschlupf festgestellt werden. Dies ist durch die geringen Normalkräfte – nahezu kraftfreie Rückzugsbewegung – erklärbar. Kommt es zum Auftreten von Makroschlupf ist die Schädigung jedoch ebenfalls gering, da die Kontaktkräfte gering sind. Für Versuch S05 und S06 ergeben die Berechnungen eine Makroschlupfphase von einer hundertstel Sekunde. Die in dieser Phase berechneten Verschleißbeträge sind nicht von überdurchschnittlicher Größe und besitzen folglich keinen maßgeblichen Anteil am Verschleißbetrag für den Zyklus.

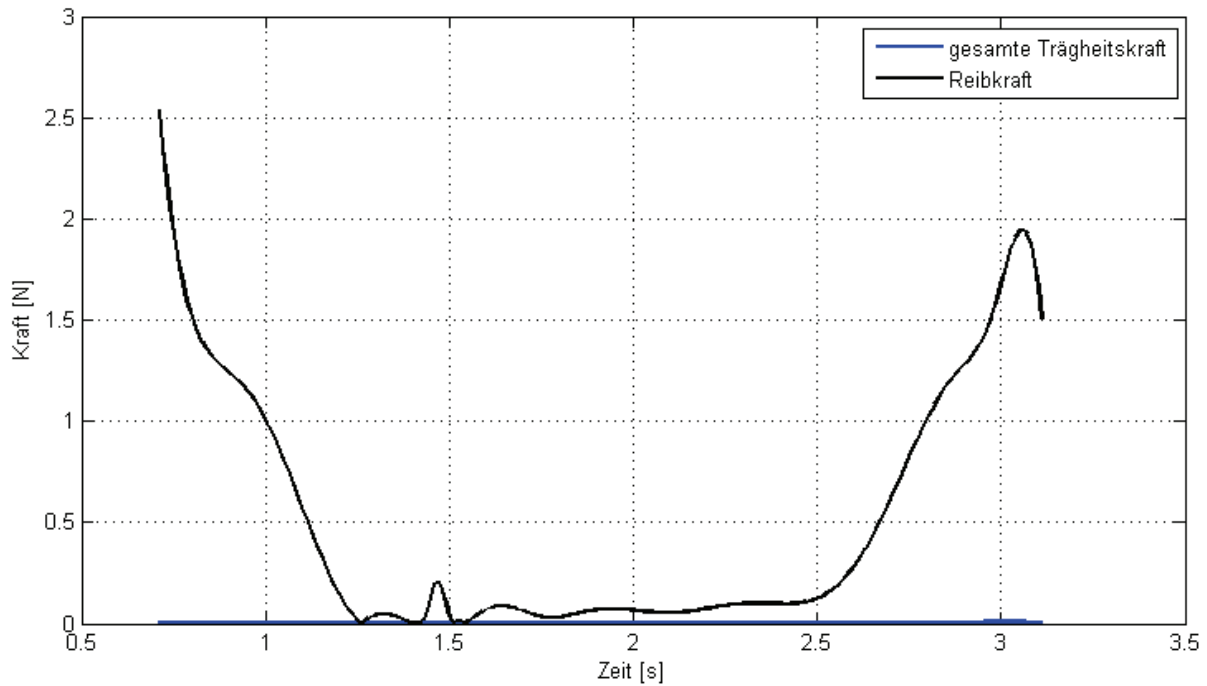


Abbildung 35: Kräfte zur Berechnung des Makroschlupfes, Rückfahrt

Für vorgespannte Kugelgewindetriebe ist die Vorspannungshöhe als zusätzlich wirkende Normalkraft zu berücksichtigen.

4.4.1.3 Bohrbewegung im Kontakt zwischen Laufbahn und Kugel

Nach [Hab98] ergibt sich für die Bohrgeschwindigkeit im Kontakt zwischen Kugel und Laufbahn der Spindel der Zusammenhang:

$$\omega_B = \frac{\omega_{Spindel}}{2} * \left(1 + \frac{\cos(\alpha)}{\frac{D_{PW}}{D_W}} \right) * \sin(\alpha) \quad (\text{Gl. 4.13})$$

Für den Kontakt der Kugel mit der Mutter-Laufbahn:

$$\omega_B = \frac{\omega_{Spindel}}{2} * \left(-1 + \frac{\cos(\alpha)}{\frac{D_{PW}}{D_W}} \right) * \sin(\alpha) \quad (\text{Gl. 4.14})$$

Haberkern und Jarosch gehen in ihren Berechnungsmodellen vereinfachend davon aus, dass für die gesamte Kontaktellipse die maximale Bohrgeschwindigkeit auftritt. Diese Vorgehensweise führt letztlich zur Berechnung eines zu großen Verschleißbetrages. Um die Näherung zu verbessern, wird für das hier aufgestellte Modell die durchschnittliche Bohrgeschwindigkeit verwendet. Die Herleitung beruht auf der Integration der Funktion für die Bohrgeschwindigkeit über der Fläche der Kontaktellipse und anschließender Division durch die Fläche der Kontaktellipse:

$$\bar{\omega}_B = \frac{1}{A_E} * \iint v(x, y) * d(x, y) \quad (\text{Gl. 4.15})$$

Der Übergang auf Polarkoordinaten ergibt folgende Darstellung:

$$\emptyset \omega_B = \frac{1}{A_E} * \iint v(R, \varphi) * r * a * b * d(R, \varphi) \quad (\text{Gl. 4.16})$$

mit:

$$v = \omega_B * R \quad (\text{Gl. 4.17})$$

$$R = \sqrt{x^2 + y^2} \quad (\text{Gl. 4.18})$$

$$x = r * a * \cos(\varphi) \quad (\text{Gl. 4.19})$$

$$y = r * b * \sin(\varphi) \quad (\text{Gl. 4.20})$$

$$v = \omega_B * r * \sqrt{a^2 * \cos^2(\varphi) + b^2 * \sin^2(\varphi)} \quad (\text{Gl. 4.21})$$

folgt:

$$\emptyset \omega_B = \frac{1}{A_E} * \iint \omega_B * r^2 * \sqrt{a^2 * \cos^2(\varphi) + b^2 * \sin^2(\varphi)} * a * b * dr * d\varphi \quad (\text{Gl. 4.22})$$

$$\emptyset \omega_B = \frac{\omega_B * a * b}{A_E} * \iint r^2 * \sqrt{a^2 * \cos^2(\varphi) + b^2 * \sin^2(\varphi)} * dr * d\varphi \quad (\text{Gl. 4.23})$$

Einsetzen der Integrationsgrenzen:

$$\emptyset \omega_B = \frac{\omega_B * a * b}{A_E} * \int_0^{2\pi} \int_0^1 r^2 * \sqrt{a^2 * \cos^2(\varphi) + b^2 * \sin^2(\varphi)} * dr * d\varphi \quad (\text{Gl. 4.24})$$

Die erste Integration ergibt:

$$\emptyset \omega_B = \frac{\omega_B * a * b}{3 * A_E} * \int_0^{2\pi} \sqrt{a^2 * \cos^2(\varphi) + b^2 * \sin^2(\varphi)} * d\varphi \quad (\text{Gl. 4.25})$$

Das elliptische Integral lässt sich nicht auf analytischem Wege lösen, sondern kann nur durch numerische Verfahren approximiert werden. Die Annäherung nach [Bro05] lautet:

$$\int_0^{2\pi} \sqrt{a^2 * \cos^2(\varphi) + b^2 * \sin^2(\varphi)} * d\varphi = \pi * (a + b) * \frac{64 - 3 * \lambda^4}{64 - 16 * \lambda^2} \quad (\text{Gl. 4.26})$$

mit:

$$\lambda = \frac{a-b}{a+b} \quad (\text{Gl. 4.27})$$

$$A_E = \pi * a * b \quad (\text{Gl. 4.28})$$

folgt:

$$\emptyset \omega_B = \frac{\omega_B}{3} * (a + b) * \frac{64 - 3 * \left(\frac{a-b}{a+b}\right)^4}{64 - 16 * \left(\frac{a-b}{a+b}\right)^2} \quad (\text{Gl. 4.29})$$

In Abbildung 36 sind die Ergebnisse für die mittlere und durchschnittliche Bohrgeschwindigkeit vergleichend dargestellt. Deutlich erkennbar ist die Reduktion des Bohrgeschwindigkeitsbetrages durch die Durchschnittsbildung.

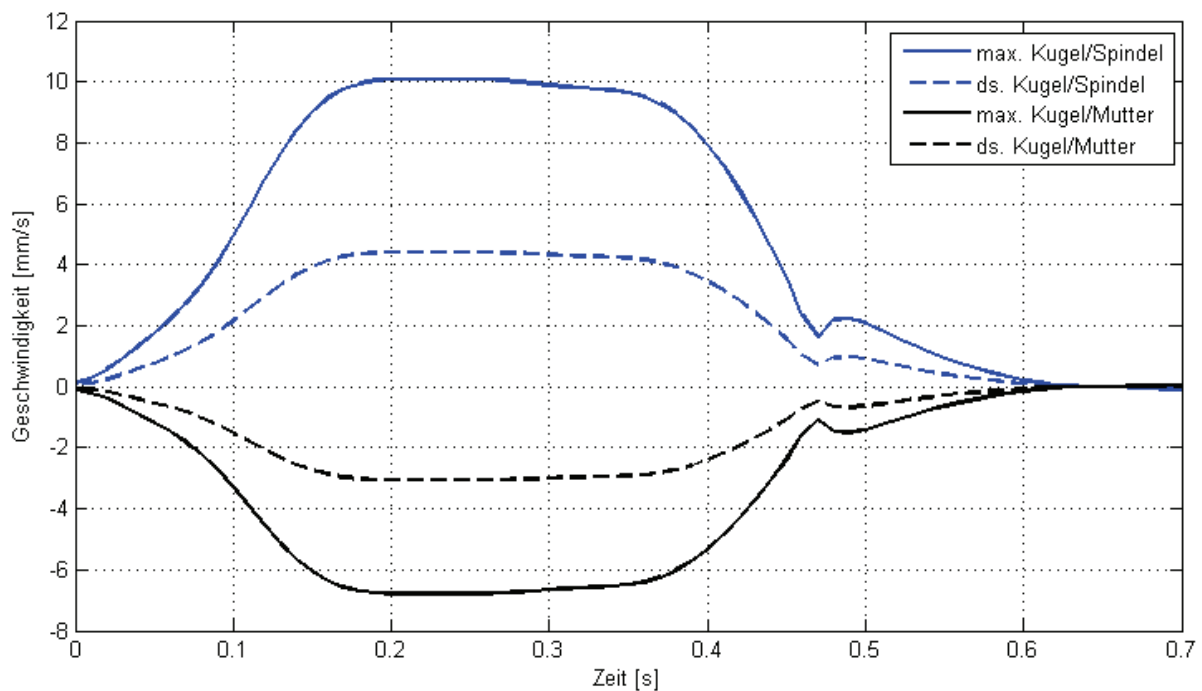


Abbildung 36: Maximale und durchschnittliche Bohrgeschwindigkeit

4.4.2 Flächenpressung im Kontakt zwischen Kugel und Laufbahn

Haberkern berechnet die maximale Flächenpressung p_0 nach [Br95] und verwendet diese für weitere Berechnungen. Dabei nimmt er die maximale Flächenpressung für die gesamte Kontaktellipse an.

$$p_0 = \frac{3 \cdot F_N}{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b} \quad (\text{Gl. 4.30})$$

Abhängig vom Betriebszustand des Kugelgewindetriebes kommt es trotz der erheblichen Flächenpressung im Wälzkontakt zur Ausbildung eines Schmierfilmes. Die Druckverteilung in einem solchen Kontakt weicht von der Hertzschen Druckverteilung ab und lässt sich mit Hilfe der Theorie der elastohydrodynamischen Schmierung (EHD) in Abhängigkeit zahlreicher Größen beschreiben. Im hier aufgestellten Berechnungsmodell ist die Realisierung jedoch nicht möglich gewesen, insbesondere da die Zergliederung des Schmierpaltes in viele kleine Bereiche die Bestimmung des Verschleißes innerhalb eines jeden Bereiches als logische Konsequenz nach sich gezogen hätte. Daher wurde auch hier ein Mittelwert für den Kontaktdruck gebildet, der in die Verschleißberechnung eingeht und sich anschaulich nachvollziehbar wie folgt bestimmt:

$$p = \frac{F_N}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (\text{Gl. 4.31})$$

In Abbildung 37 ist die maximale Flächenpressung im Wälzkontakt dargestellt. Entsprechend den beiden vorausgehenden Formeln beträgt die mittlere Flächenpressung zwei Drittel der maximalen Flächenpressung.

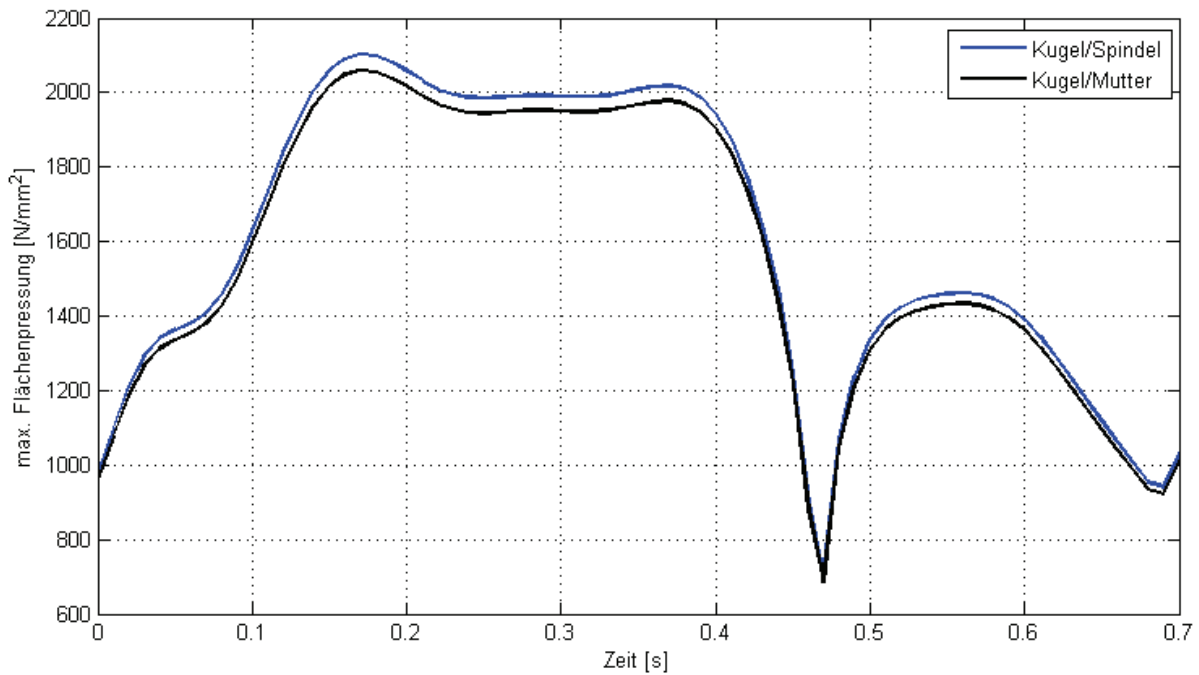


Abbildung 37: maximale Flächenpressung im Wälzkontakt

4.4.3 Gleitgeschwindigkeit im Kontakt zwischen Kugel und Kugel

Die Gleitgeschwindigkeit im Kugel/Kugel-Kontakt entspricht der doppelten Kugeleigenrotationsgeschwindigkeit an der Kugeloberfläche und ergibt sich nach [Br95] zu:

$$v = \pi * n_{Spindel} * \left(D_{pW} - \frac{\cos^2(\alpha)}{\frac{D_{pW}}{D_W^2}} \right) \quad (\text{Gl. 4.32})$$

Während der Vorfahrt des Prüfzykluss ergibt sich der in Abbildung 38 dargestellte Verlauf für die Gleitgeschwindigkeit im Kugel/Kugel-Kontakt.

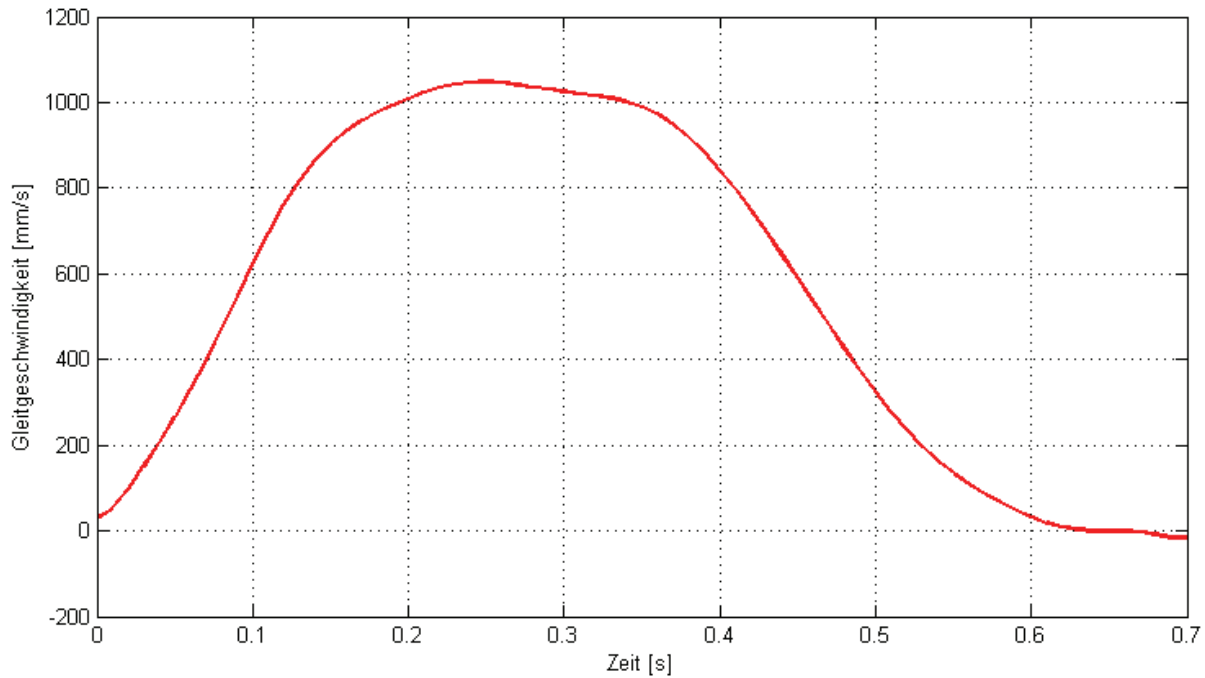


Abbildung 38: Gleitgeschwindigkeit im Kugel/Kugel-Kontakt

4.4.4 Flächenpressung im Kontakt zwischen Kugel und Kugel

Für den hier zu beobachtenden Kontaktpunkt zwischen Kugel und Kugel ergibt sich ein Sonderfall, da die beiden Körper in ihren beiden Krümmungsachsen denselben Radius D_W aufweisen. Die Gleichung zur Berechnung der Pressung lautet:

$$p_0 = \frac{1}{\pi} * \sqrt[3]{\frac{3 * F_N * E^2}{2 * \left(\frac{D_W}{2}\right)^2 * (1 - \nu^2)^2}} \quad (\text{Gl. 4.33})$$

Als maximale Normalkraft auf den Kontakt Kugel/Kugel wird die Gewichtskraft der Kugelskette über einen halben Gewindegang angesetzt. Dies entspricht der Annahme, dass die Kugeln sich vor dem Umlenk- und Rückführsystem stauen, und somit der Kontakt Kugel/Kugel durch die Gewichtskraft der darüberliegenden Kugelskette belastet ist.

$$F_N = \frac{4}{3} * \pi * \left(\frac{D_W}{2}\right)^3 * \rho_{Kugel} * g * \frac{D_{pW} * \pi}{2 * \cos(\varphi) * D_W} \quad (\text{Gl. 4.34})$$

Eine zusätzliche Kraftkomponente, die im Werk von [Hab98] keine Berücksichtigung erfährt, liefert die Trägheitskraft der Kugeln, die sich im Rückführsystem befinden und von der letzten Kugel in der Laufrille bewegt werden müssen. Eine Beschreibung der Kraft liefert die folgende Gleichung:

$$F_{T,Rfs} = m_{Kugeln,Rfs} * a_{Rfs} \quad (\text{Gl. 4.35})$$

mit:

$$a_{Rfs} = \omega_{Spindel} \cdot \frac{D_{pW}}{2} \quad (\text{Gl. 4.36})$$

$m_{Kugeln,Rfs}$ = Masse aller Kugeln im Rückführsystem

Ohne Berücksichtigung der im Rückführsystem zu leistenden Reibarbeit zum Durchschieben der Kugel ergibt sich der in Abbildung 39 dargestellte beispielhafte Verlauf für die Normalkraft im Kugel/Kugel-Kontakt direkt vor dem Rückführsystem und ihre Komponenten.

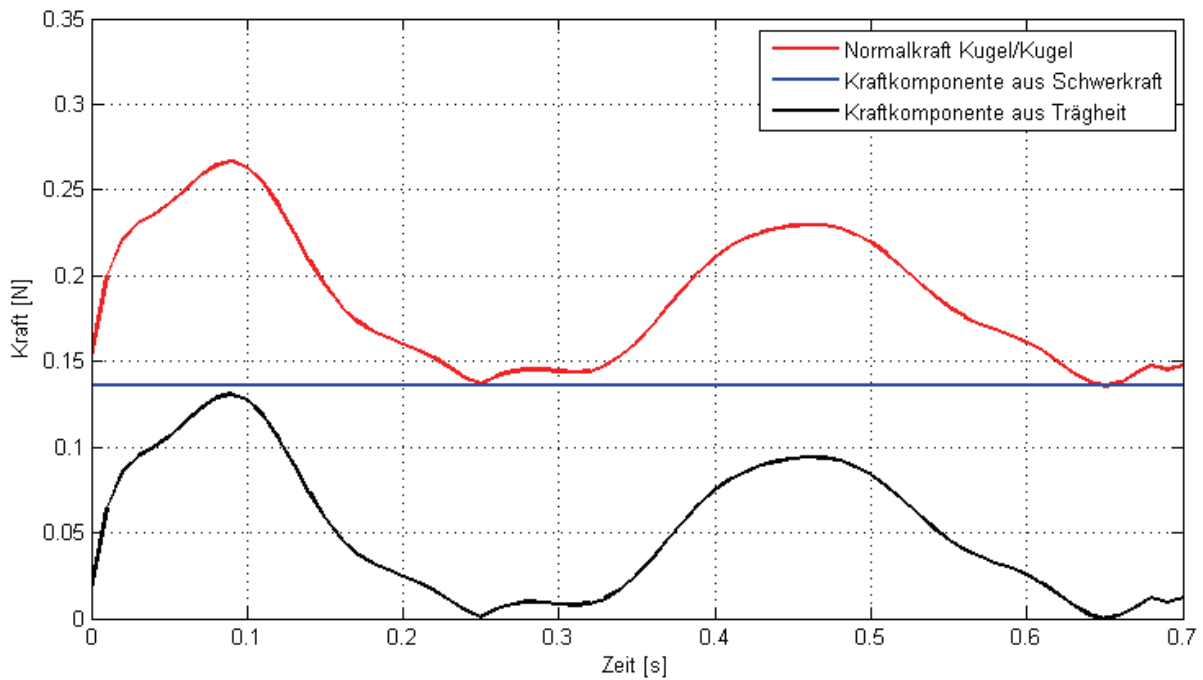


Abbildung 39: Kraftkomponenten zur Berechnung der Flächenpressung im Kugel/Kugel-Kontakt

4.4.5 Gleitgeschwindigkeit im Rückführsystem

Die Gleitgeschwindigkeit der Kugel im Umlenk- und Rückführsystem kann maximal die Umlaufgeschwindigkeit der Kugelschleife erreichen. Dies ist zu beobachten, wenn die Kugelleigenrotation völlig zum Erliegen kommt.

$$v = \omega_{Kugelschleife} \cdot \frac{D_W}{2} \quad (\text{Gl. 4.37})$$

mit:

$$\omega_{Kugelschleife} = \omega_{Spindel} \cdot \left(1 - \frac{\cos(\alpha)}{\frac{D_{pW}}{D_W}} \right) \quad (\text{Gl. 4.38})$$

folgt:

$$v = \pi \cdot n_{Spindel} \cdot \left(1 - \frac{\cos(\alpha)}{\frac{D_{pW}}{D_W}} \cdot \frac{D_{pW}}{2} \right) \quad (\text{Gl. 4.39})$$

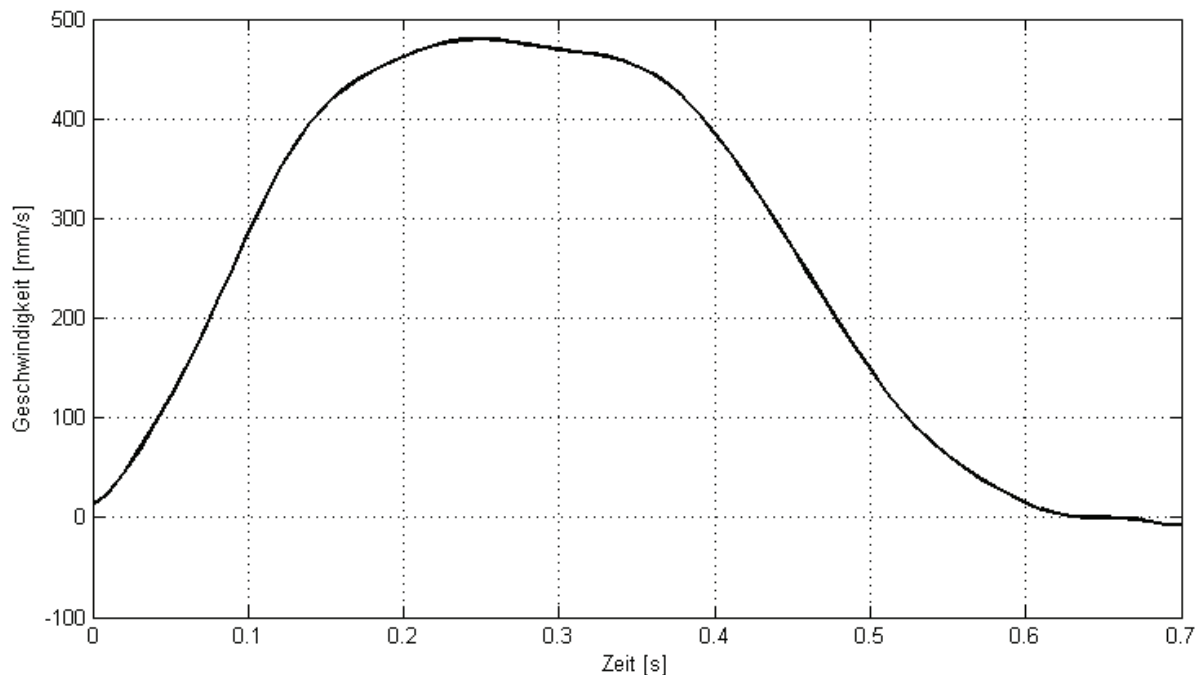


Abbildung 40: Gleitgeschwindigkeit im Kugel/Umlenksystem-Kontakt

4.4.6 Flächenpressung im Rückführsystem

Die verhältnismäßig geringe Flächenpressung im Rückführsystem wird analog zum Kugel/Laufbahn-Kontakt und gemäß den von [Hab98] vorgeschlagenen Annahmen berechnet, wonach sich die Kontaktkraft F_N der Kugel wie folgt berechnet:

$$F_N = m_{Kugel} * \frac{D_{pw}}{2} * \omega_{Kugelkette}^2 \quad (\text{Gl. 4.40})$$

4.4.7 Reibungszustand und Schmierfilm

Abhängig von der aufgebrachten Last und der Bewegungsgeschwindigkeit der in Kontakt befindlichen Körper, lässt sich die Kontaktart als Festkörperreibung, Mischreibung oder Flüssigkeitsreibung kennzeichnen. Weitere Einflüsse existieren in Form der Oberflächentopologie, der Kontaktgeometrie, der Elastizitätsmodule der Kontaktpartner und der Art und den Eigenschaften des Schmierstoffes, welche temperatur- und druckabhängig sind.

Für das Verschleißprognosemodell wird zunächst die spezifische Schmierfilmdicke für alle Kontaktstellen nach der Theorie der Elastohydrodynamik (EHD) berechnet. Die verwendeten Berechnungsformeln entstammen der Arbeit von Steinert [Ste96], welcher sich in einigen Bereichen auf [Chi85] beruft. Aus der spezifischen Schmierfilmhöhe können die Lastanteile ermittelt werden, die über Festkörper-Kontakte bzw. über den Schmierfilm übertragen werden. Für das Oberflächenfinish werden die Eigenschaften von Wälzlagerstahl mit Standardfinish für Wälzlager verwendet.

Die Beiwerte für das Oberflächenfinish der Kontaktpartner und die Gleichung für den Festkörper-Lasttraganteil entstammen den Arbeiten von Zhou und Hoeprich [ZhHo91, Zh93].

In Abbildung 41 ist der Verlauf des Festkörper-Lasttraganteils für die ersten 0,7 s, das Vorfahren unter Last, des Beispielzyklusses dargestellt. Die Maxima befinden sich zu Beginn des Zyklus, sowie bei ca. 0,65 s. Zu diesen Zeitpunkten steht die Spindel still, beziehungsweise weist eine sehr geringe Drehzahl auf, vgl. Abbildung 20. Weiter fällt auf, dass trotz hoher Last im Zeitraum zwischen den Maxima des Festkörper-Lasttraganteils der Einfluss der Bewegungsgeschwindigkeit dominiert und sich ein deutlich günstigerer Trennungsgrad einstellt.

$$\lambda = e^{-B \cdot \Lambda^C} \quad (\text{Gl. 4.41})$$

λ = Lastverhältnis
 B, C = Werkstoff und oberflächentopologieabhängige Faktoren
 Λ = spezifische Schmierfilmdicke

Die spezifische Schmierfilmdicke Λ gibt an, in welchen Maß Festkörperreibung im Kontakt auftreten. Sie drückt den sogenannten Trennungsgrad aus [Hab98].

Die spezifische Schmierfilmdicke lässt sich aus der rechnerischen Schmierfilmdicke errechnen.

$$\Lambda = \frac{h}{\sigma} \quad (\text{Gl. 4.42})$$

mit:

$$\sigma = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} \quad (\text{Gl. 4.43})$$

$$R_q = 1,0 \dots 1,2 * R_a \quad (\text{Gl. 4.44})$$

Die rechnerische Schmierfilmdicke berechnet sich nach der Theorie der Elastohydrodynamik (EHD) und lautet nach [Ste96] wie folgt:

$$h = H * R \quad (\text{Gl. 4.45})$$

$$H = 4,3 * U^{0,68} * W^{-0,073} * G^{0,49} * (1 - e^{-1,28 * k}) \quad (\text{Gl. 4.46})$$

mit:

$$U = \frac{\eta_0 * \bar{u}}{E_{red} * R} \quad (\text{Gl. 4.47})$$

$$W = \frac{Q}{E_{red} * R^2} \quad (\text{Gl. 4.48})$$

$$G = \alpha * E_{red} \quad (\text{Gl. 4.49})$$

$$k = \frac{a}{b} \quad (\text{Gl. 4.50})$$

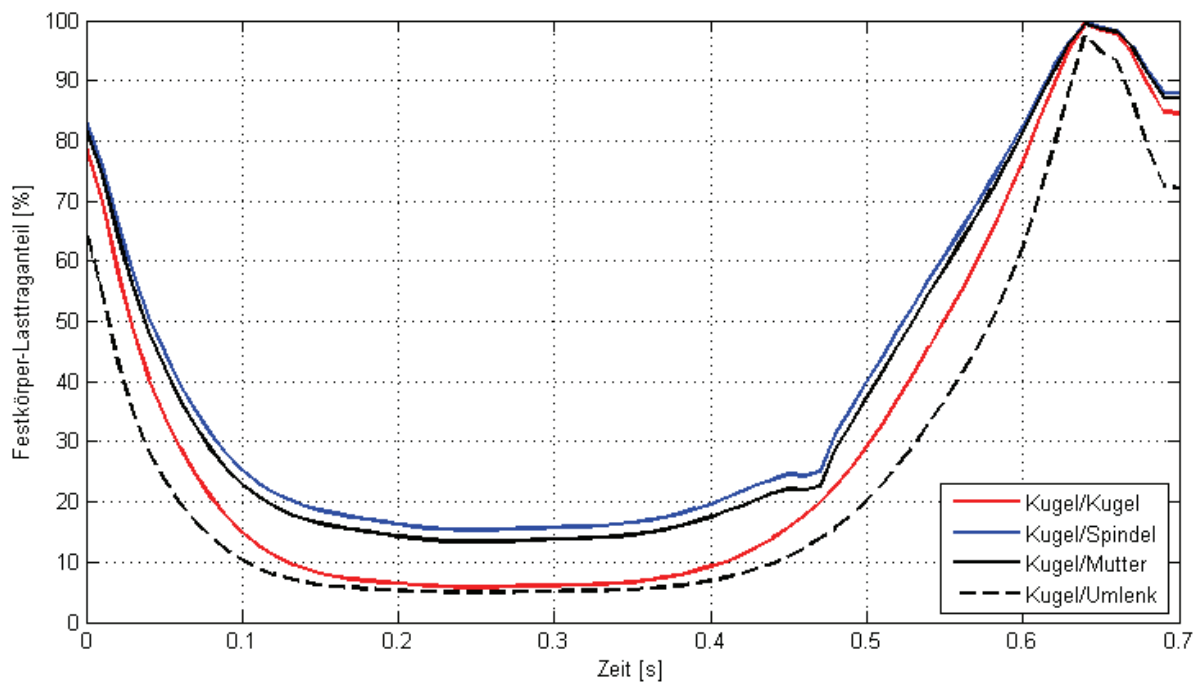


Abbildung 41: Festkörper-Lasttraganteil für den Beispielzyklus

Für die vorliegende Arbeit wurde die Geschwindigkeitskennzahl nach [Ste96] ermittelt. Im Gegensatz zu dem Berechnungsmodell, wie es von Jarosch in [Ja08] verwendet wird, wurde dabei die mittlere Geschwindigkeit im Kontakt zwischen Laufbahn und Wälzkörper ermittelt, indem neben den Mikro- und Makrogleitbewegungen und der Bohrbewegung auch die alle anderen Geschwindigkeiten dominierende Wälzbewegung der Kugel Eingang findet. Vergleicht man Abbildung 41 mit Abbildung 42, so erkennt man direkt den Einfluss auf den Festkörper-Lasttraganteil für den Kugel/Spindel- und den Kugel/Mutter-Kontakt. Etwas geringer fällt der Effekt für den Kugel/Umlenkssystem-Kontakt aus.

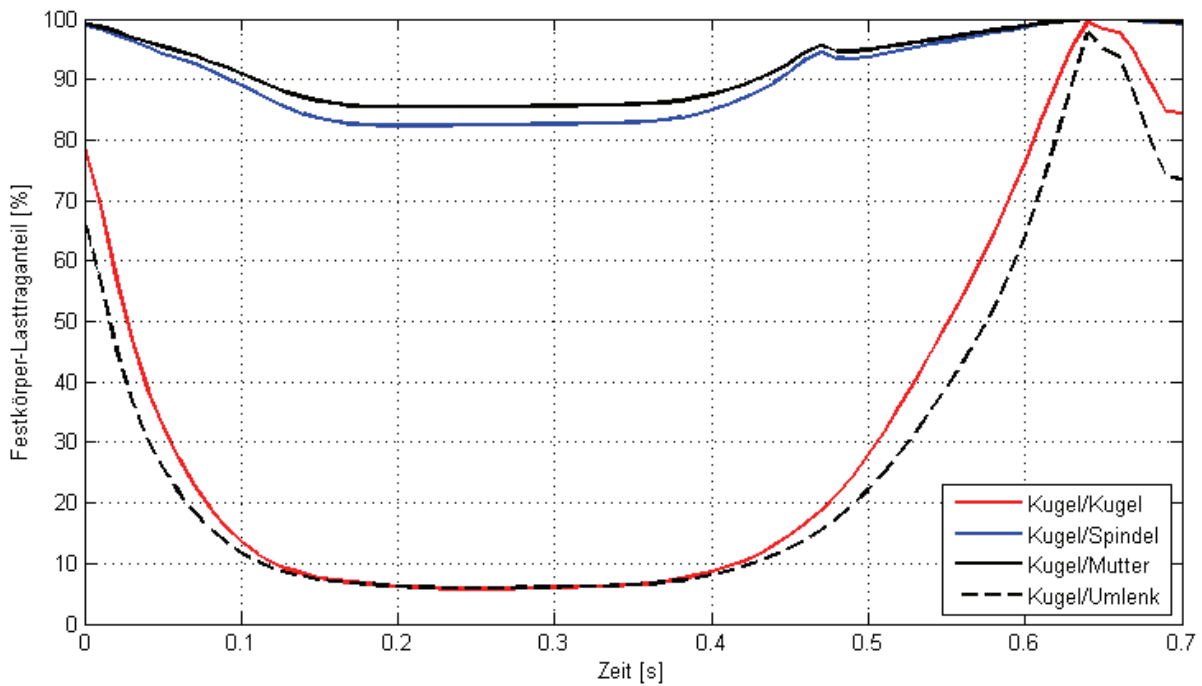


Abbildung 42: Festkörper-Lasttraganteil nach dem Modell von [Ja08] für den Beispielzyklus

4.4.8 Berechnung der Verschleißarbeit

Die je Zyklus eingebrachte Verschleißarbeit berechnet sich unter Verwendung der vorausgehend dargestellten Zusammenhänge für die Gleitgeschwindigkeit, den Flächenpressungen, der Härte der Kontaktpartner und dem Lastverhältnis. Die Berechnung der Verschleißarbeit wird für jedes Element des diskretisierten Bauteils unter Berücksichtigung der Krafrichtung und des lokalen Tragfaktors durchgeführt, vgl. Abschnitt 4.2.3 und 4.2.4.

4.4.8.1 Verschleißarbeit an den Kugeln

Die Kugeln stehen in Kontakt zur Spindellaufbahn, zur Mutterlaufbahn, zum Umlenk- und Rückführsystem und zu den umgebenden Kugeln. Beim Verschleiß der Kugeln wirkt sich die Krafrichtung lediglich auf den anzuwendenden Tragfaktor aus, da die Kugeln nur über eine einzige Lauffläche verfügen. Um die Verschleißarbeit sämtlicher Kugeln eines Umlaufes berechnen zu können, müssen die nachfolgend gegebenen Grundgleichungen mit der Kugelanzahl multipliziert werden.

Verschleißarbeit im Kontakt zwischen Kugel und Kontaktpartner:

$$W_{KKP} = v_{KKP} * A_{KKP} * \lambda_{KKP} * p_{o,KKP} * \frac{HB_{KP}}{HB_K} * \frac{z_1}{z_1 + z_2} \quad (\text{Gl. 4.51})$$

Einen Sonderfall gibt es für den Kontakt Kugel/Umlenkssystem:

$$W_{KU} = v_{KU} * A_{KU} * \lambda_{KU} * p_{o,KU} * \frac{HB_U}{HB_K} * \frac{z_2}{z_1 + z_2} \quad (\text{Gl. 4.52})$$

In Abbildung 43 ist die Verschleißarbeit für den untersuchten Beispiel-Kugelgewindetrieb mit Gesamtumlenkung durch den Graphen für den „gemittelten Verschleiß“ dargestellt. Dabei wird eine auf alle Kugeln gleich verteilte Verschleißarbeit unterstellt. Ergänzend ist der „Verschleiß“ für die einzelnen Bereiche dargestellt. Ein Bereich entspricht der Kugelkette eines Umlaufes. Diese Betrachtungsweise ist dann relevant, wenn der Kugelgewindetrieb über Einzelumlenkungen verfügt oder mit besonders kurzem Hub betrieben wird. Auf Grund der Dominanz der positiven Lastrichtung, zeigt sich auch für die Kugeln ein von Bereich 1 an abfallender Verlauf.

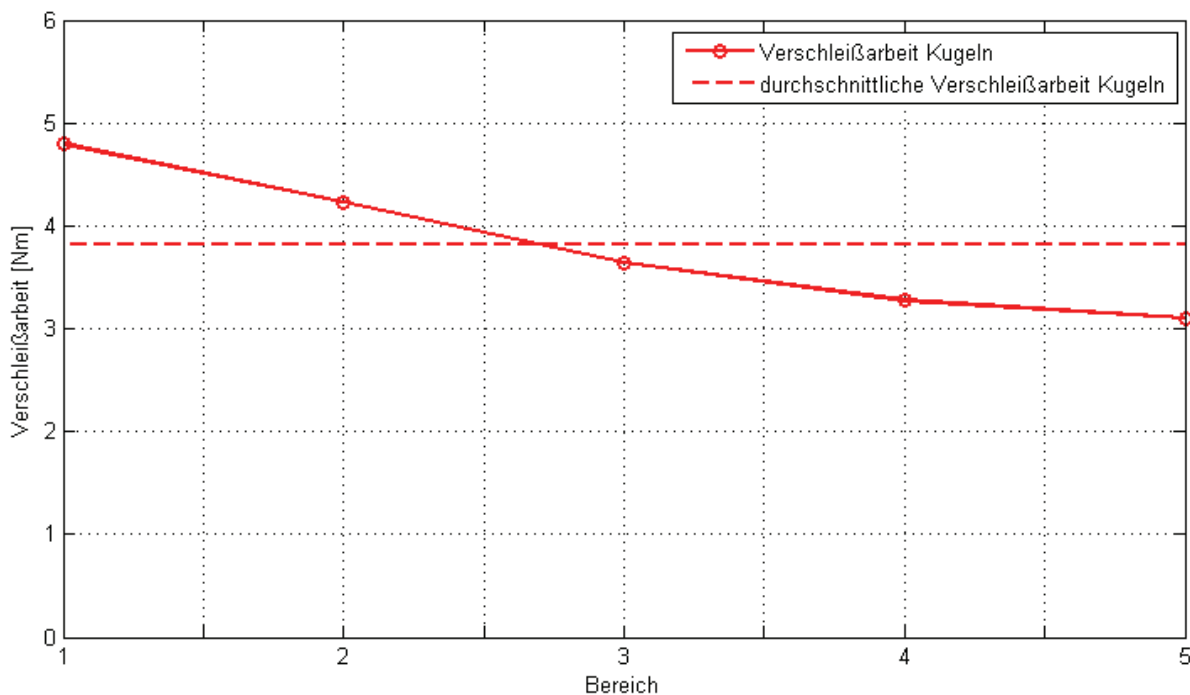


Abbildung 43: Verschleißarbeit in den Bereichen der Kugelkette

4.4.8.2 Verschleißarbeit an der Mutter

Die Mutter steht ausschließlich mit den Kugeln in Kontakt. Die Krafrichtung entscheidet über die beanspruchte Flankenseite und bestimmt gleichzeitig den anzuwendenden Tragfaktor. Zu beachten ist hier das umgekehrte Härteverhältnis. Die Verschleißarbeit des gesamten Mutterabschnittes ergibt sich durch Multiplikation der nachfolgenden Grundgleichung mit der Kugelanzahl des Umlaufes.

$$W_{MK} = v_{KM} * A_{KM} * \lambda_{KM} * p_{o,KM} * \frac{HB_K}{HB_M} * \frac{z_1}{z_1 + z_2} \quad (\text{Gl. 4.53})$$

In Abbildung 44 wird die eingebrachte Verschleißarbeit je Zyklus für jeden Umlauf und für die Flankenseiten A und B dargestellt. Die Flanke A wird durch positive Kräfte beansprucht, beispielsweise beim Vorfahren unter Last, Flanke B durch negative Kräfte. Es ist erkennbar, dass für den ersten Gewindeumlauf eine deutlich höhere Verschleißarbeit auftritt und diese bis zum letzten Gewindeumlauf kontinuierlich abfällt. Verschleißarbeit tritt an Flanke B nur in sehr geringem Umfang auf.

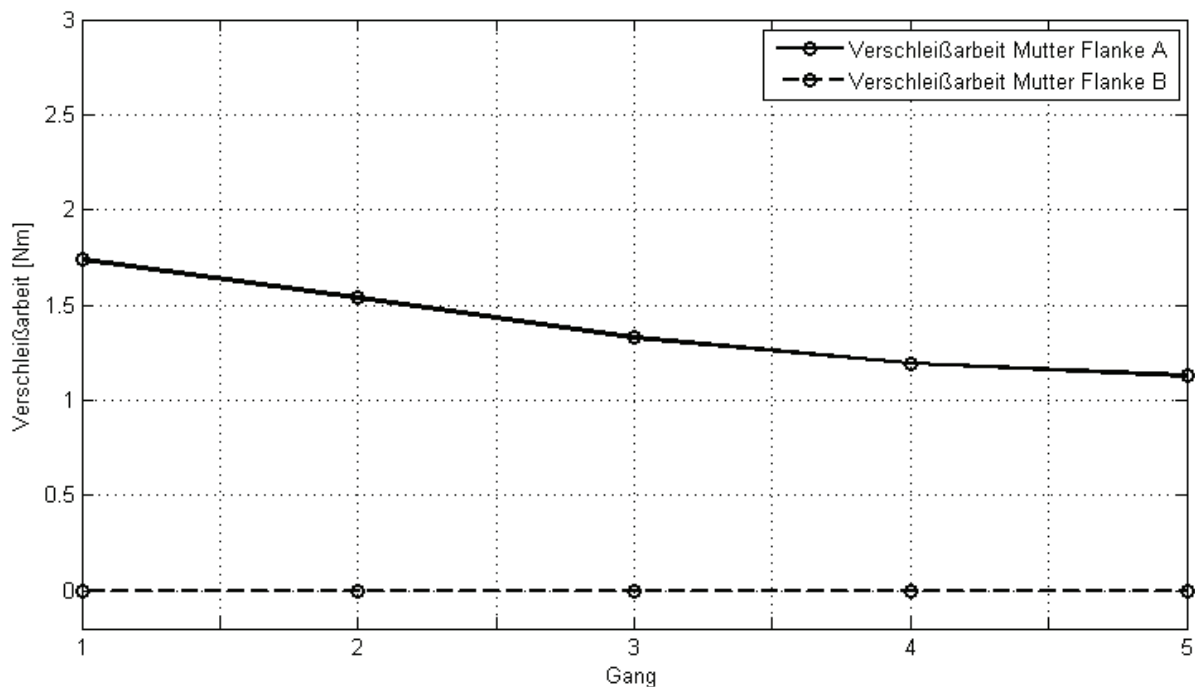


Abbildung 44: Verschleißarbeit an den Gängen der Mutter

4.4.8.3 Verschleißarbeit an der Spindel

Einziger Kontaktpartner der Spindel sind die Kugeln. Hier entscheidet ebenfalls die Krafrichtung über den anzuwendenden Tragfaktor und die beanspruchte Flankenseite. Die Zuordnung des Verschleißes zu den diskretisierten Abschnitten der Spindel erfolgt über die Position der Mutter, die auf der Spindel während des Zyklus verfährt. Auch hier ist das umgekehrte Härteverhältnis zu berücksichtigen. Die Verschleißarbeit für einen Spindelabschnitt ergibt sich durch Multiplikation der Grundformel mit der Kugelanzahl des Umlaufes.

$$W_{SK} = v_{KS} * \lambda_{KS} * p_{o,KS} * \frac{HB_K}{HB_S} * \frac{z_1}{z_1 + z_2} \quad (\text{Gl. 4.54})$$

Den Verlauf der Verschleißarbeit in Abhängigkeit des Spindelsektors zeigt Abbildung 45. Ein Sektor entspricht einem Umlauf der Gewinderille, hier sind es 20 mm. Der Hub im Beispielzyklus nach Versuch S05 beträgt 50 mm, folglich verfährt jeder Gang der Mutter über 3 oder 4 Sektoren der Spindel, abhängig von der Wahl des Nullpunktes. Die Verschleißarbeit verteilt sich auf die Sektoren 2 bis 9 und zeigt für Flanke A ein Maximum im 4. Sektor. Die Ungleichverteilung auf der Spindel ist deutlich ausgeprägter im Vergleich zu den Umläufen der Mutter. Für Flanke B ist eine geringe Verschleißarbeit festzustellen, die im Vergleich zur Mutter jedoch beachtenswert ist.

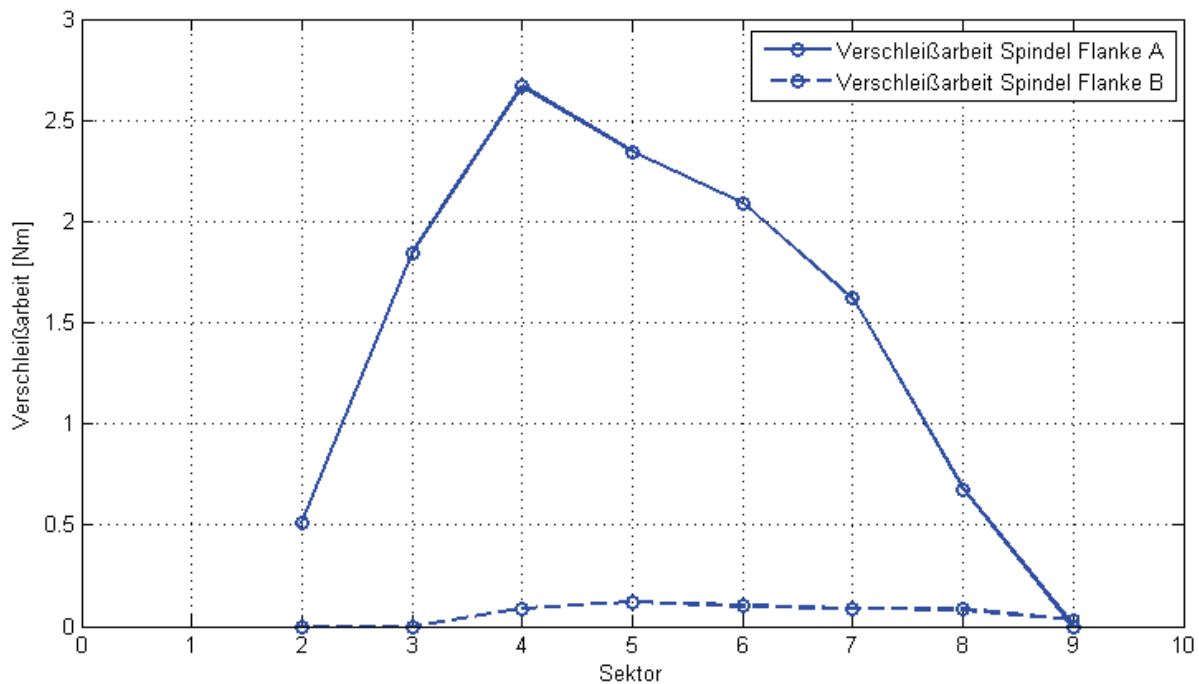


Abbildung 45: Verschleißarbeit an den Sektoren der Spindel

Da der Verschleiß im Umlenk- und Rückführsystem gering ist, wird auf die grafische Darstellung hier verzichtet.

4.4.9 Berechnung des Verschleißbetrages

Der Verschleißbetrag wird als massenmäßiger Materialverlust der in Kontakt stehenden Körper betrachtet. Er kann sowohl für den einzelnen Körper, als auch für das Gesamtsystem des Kugelgewindetriebes betrachtet werden. Die auf den Kugelgewindetrieb einwirkenden Belastungen wurden unter Berücksichtigung der Geometrie und der Werkstoffkennwerte bereits soweit umgeformt, dass sich aus ihnen die Verschleißarbeit ergibt. Die Verschleißarbeit ist unabhängig vom Schädigungszustand der Kontaktpartner formuliert. Um die in der Praxis festzustellenden Verschleißfortschrittsverläufe mit dem Modell abbilden zu können, ist der Faktor K (vergleiche Abschnitt 2.3.2 Gleichung 2.6) entgegen den bisher erstellten Modellen für Kugelgewindetriebe von [Hab98] und [Ja08], als Funktion zu formulieren. Eine Auswahl prinzipieller Verschleißfortschrittsverläufe ist in Abbildung 46 gegeben. Eschmann gibt auf Basis breit angelegter Praxisuntersuchungen an Wälzlagern an, dass K maßgeblich vom Verschmutzungsgrad des Schmierstoffes mit abrasiv wirkenden Partikeln und der Temperatur abhängt [Esc64]. Auch die Auswertung von Versuchsprotokollen aus [Hab98] zeigt für die untersuchten Kugelgewindetriebe einen stark nichtlinearen Zusammenhang für den Verschleißfortschritt.

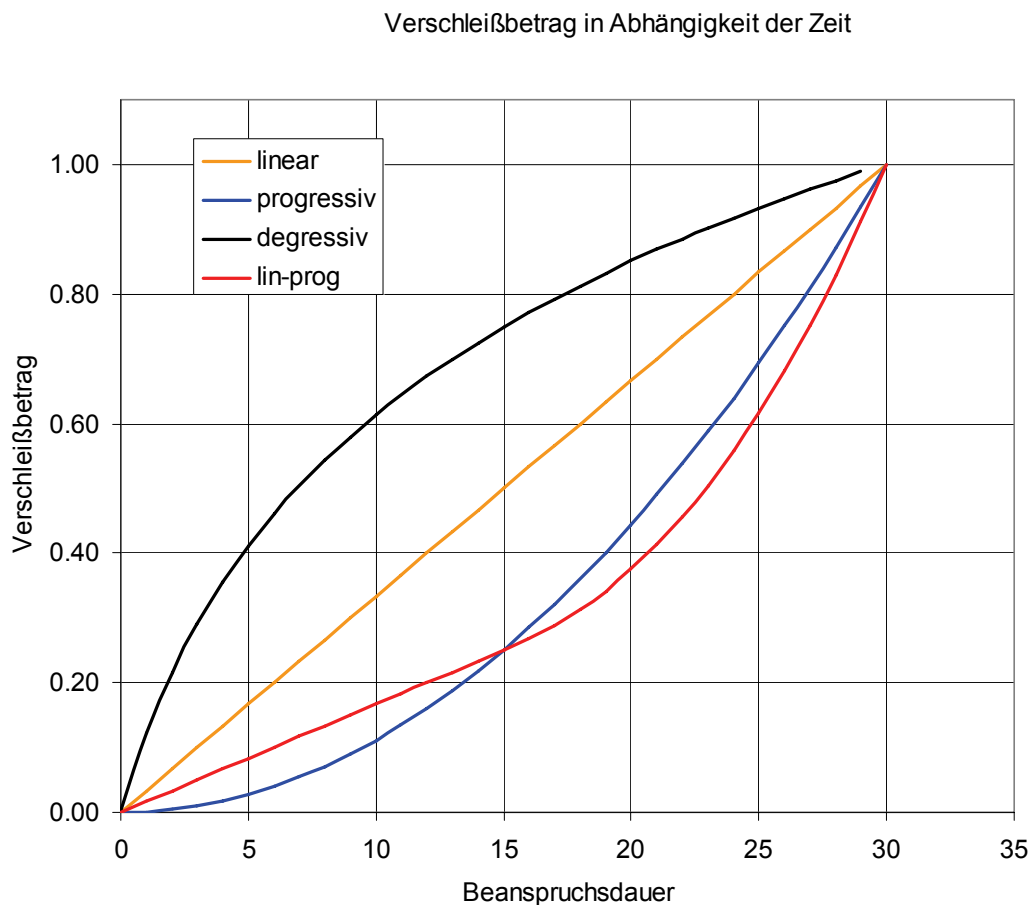


Abbildung 46: Prinzipielle Verschleißverläufe, Auswahl nach [Ha04, GFT02]

Für die Umrechnung von Verschleißarbeiten in Verschleißbeträge wird die nachfolgende Gleichung verwendet, in der W_m den massenmäßigen Verschleißbetrag darstellt und sich als Produkt aus der Verschleißarbeit W_f und dem Faktor K berechnet, der abhängig vom Schädigungsparameter S_p und von der Temperatur t formuliert ist:

$$W_m = W_f * K(S_p, t) \quad (\text{Gl. 4.55})$$

Da die Temperatur in der Betriebspraxis von Kugelgewindetrieben an Spritzgießmaschinen keinen großen Schwankungen durch äußere Einflüsse unterliegt, wird im Folgenden auf die Temperaturabhängigkeit des Faktors K verzichtet. Sollte dieser berücksichtigt werden, so wäre der Einfluss auf den Verschleißfortschritt wie von [Wol08] beschrieben gegebenenfalls mit dem Arrhenius-Modell oder dem umfassenderen Eyring-Modell [Gl41] zu beschreiben. Die im Vorausgehenden getroffene vom Schädigungszustand unabhängige Formulierung der Verschleißarbeit trifft in der Praxis nicht zu, sofern ausreichend Antriebsleistung zur Verfügung steht, um den Prozess nahe den Soll-Parametern aufrecht zu erhalten. Dies deckt sich mit den in Abschnitt 5.3.2 dargestellten Auswertungen der experimentellen Untersuchungen. Da der Verschleißbetrag als Produkt aus Verschleißarbeit und dem Faktor K formuliert ist, ergibt sich das gleiche Ergebnis für den Verschleißbetrag, wenn dieser in Abhängigkeit vom Schädigungszustand, oder, wie hier noch allgemeiner, von einem Schädigungsparameter S_p abhängig formuliert wird. Gewählt wurde diese Vor-

gehensweise, da sich der numerische Aufwand deutlich verkürzt, weil die Berechnung der i W_f mehr als 100x mehr Zeit, als die Berechnung der W_{mi} aus W_f und $K_i(S_p)$ benötigt.

4.4.9.1 Schädigungsparameter

Der Schädigungsparameter S_p ist im vorliegenden Fall die wesentliche Bestimmungsgröße für den Proportionalitätsfaktor K . Prinzipiell kann der Schädigungsparameter S_p als Summe einzelner Teilfaktoren gedacht werden, die entsprechend einer zu wählenden mathematischen Verknüpfung den Schädigungsparameter S_p ergeben. Diese Formulierung eröffnet die Möglichkeit S_p in Abhängigkeit verschiedener Einflussgrößen und Wirkmechanismen zu betrachten. Im Folgenden wird auf Grund der Ergebnisse von Eschmann [Esc64] an Wälzlagern im Praxiseinsatz, der Einfluss des Zustandes des Schmiermittels und insbesondere seine Belastung mit abrasiv wirkenden Partikeln beschrieben. Durch diese Beschreibung wird die Verschleißhistorie im Berechnungsmodell berücksichtigt. Hierzu wird zunächst der durch n Zyklen hervorgerufene Verschleißbetrag berechnet indem ein Initialwert für S_p festgelegt wird. Der Wert für n ist unter Berücksichtigung der zu simulierenden Zyklenzahl so festzulegen, dass sich eine gute Näherung mit geringem Einfluss der Bereichsgröße (n Zyklen) ergibt. Die Angemessenheit des Wertes für n kann durch Variation von n und Betrachtung der Ergebnisse bewertet werden. Für kleinere Werte für n werden sich die Ergebnisse asymptotisch einem Endwert annähern. Als Berechnungsergebnis erhält man einen Wert für den massenmäßigen Verschleiß W_{mi} jeder einzelnen Kontaktstelle der ersten n Zyklen. Aus der Summe der einzelnen Verschleißbeträge W_{mi} und dem aktiven Schmierstoffvolumen Vol_{as} wird ein Quotient $[kg/m^3]$ gebildet, welcher hier der einzige Teilfaktor von S_p ist. Das aktive Schmierstoffvolumen Vol_{as} beschreibt die Schmierstoffmenge im Kugelgewindetrieb, gegebenenfalls unter Berücksichtigung von Nachschmiermengen, Schmierstoffverlust und Ölwechseln. Die zugegebenen, entwichenen oder ausgetauschten Mengen beeinflussen S_p und seinen zeitlichen Verlauf entsprechend dem Mengenverhältnis, vergleiche Abbildung 47. Zu den Zeitpunkten nicht stetiger Differenzierbarkeit der Graphen wurden Ölwechsel durchgeführt.

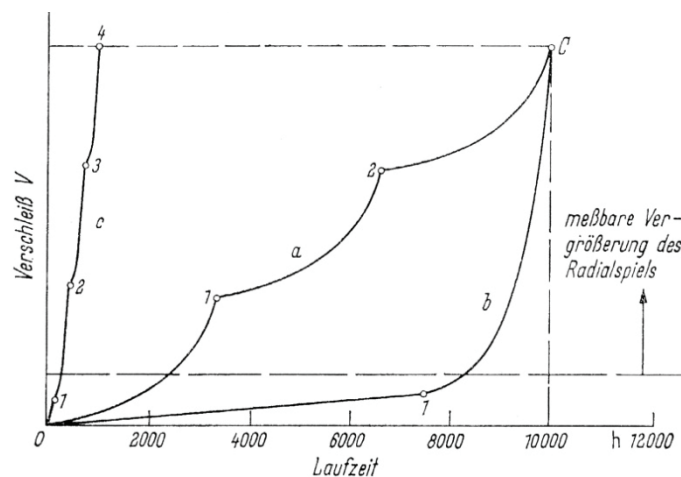


Abbildung 47: Verschleißverläufe nach Eschmann [Esc64]

Die zu verwendende Schmierstoffmenge und somit der Initialwert für das aktive Schmierstoffvolumen Vol_{as} hängt im Wesentlichen von der Größe des Kugelgewindetriebes ab und wird in dieser Arbeit über eine Gleichung angenähert, die die Anzahl der Umläufe, den Kugelmittendurchmesser, die Steigung und den Kugeldurchmesser sowie die Dicke des Schmierstofffilmes berücksich-

sichtigt [PS09]. Alternativ könnte die Schmierstoffmenge auch aus der Montagevorschrift entnommen und manuell ins Berechnungsprogramm eingegeben werden.

Für die weiteren Bereiche mit $n > 1$ ist K in Abhängigkeit vom Verschleißparameter S_p zu bestimmen. Den Zähler des Quotienten bildet die Summe des massenmäßigen Verschleißes W_m für die Bereiche 2 bis $n-1$:

$$S_p(n) = \frac{\sum_{n=2}^{n-1} W_{m(n-1)}}{Vol_{as}} \quad (\text{Gl. 4.56})$$

Der zu erwartende Zusammenhang zwischen dem Verschleißparameter S_p und dem Proportionalitätsfaktor K ist nichtlinear. Dies ergibt sich bei Auswertung der experimentellen Ergebnisse für den Verschleißbetrag an Kugelgewindetriebsen und Wälzlagern. Darüber hinaus sind mindestens die in Abbildung 46 dargestellten prinzipiellen Verläufe denkbar und sollten vom Berechnungsmodell dargestellt werden können. Abbildung 48 zeigt die Auswertung der in Abbildung 46 dargestellten Verschleißverläufe hinsichtlich der Verschleißgeschwindigkeit – die dem Faktor K entspricht – in Abhängigkeit des Schädigungsparameters S_p .

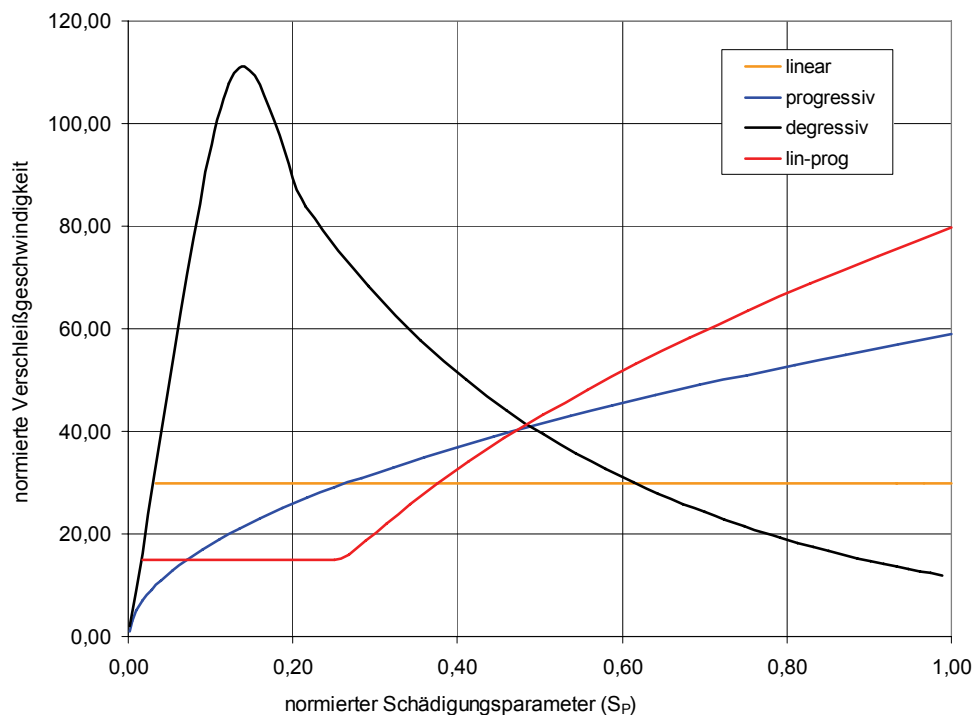


Abbildung 48: Verschleißgeschwindigkeit in Abhängigkeit des Schädigungsparameters

An den Verläufen der Graphen ist erkennbar, dass die Beschreibung durch eine Funktionsgleichung schwierig ist. Sollte sie möglich sein, so erfordert sie sicherlich eine große Anzahl zu bestimmender Parameter. Aus diesem Grund wird hier vorgeschlagen, den Zusammenhang zwischen S_p und K als Lookup-Tabelle zu realisieren. Zur Bestimmung der Inhalte der Tabelle sind experimentelle Untersuchungen durchzuführen. Während der Versuche ist der massenmäßige Verschleiß oder eine geeignete korrelierte Größe in Intervallen zu protokollieren. Soll eine statistische Absicherung erreicht werden, so sind Versuche in ausreichender Zahl durchzuführen und die

Ergebnisse sind zu mitteln. Als besonders geeignet erscheint die Messung der Spielzunahme, bzw. die Änderung der Steifigkeit des Kugelgewindetriebes, da diese bei Verwendung hochauflösender Messtechnik an der Maschinenachse im eingebauten Zustand feststellbar ist [Im06]. Aus der Spielzunahme beziehungsweise der Steifigkeitsänderung, kann unter zu Grunde Legung der Geometrie des Kugelgewindetriebes der massenmäßige Verschleiß V_m berechnet werden.

Beispielhaft wird im Folgenden ein linearer Zusammenhang zwischen dem Schädigungsparameter S_p und dem Faktor K gewählt.

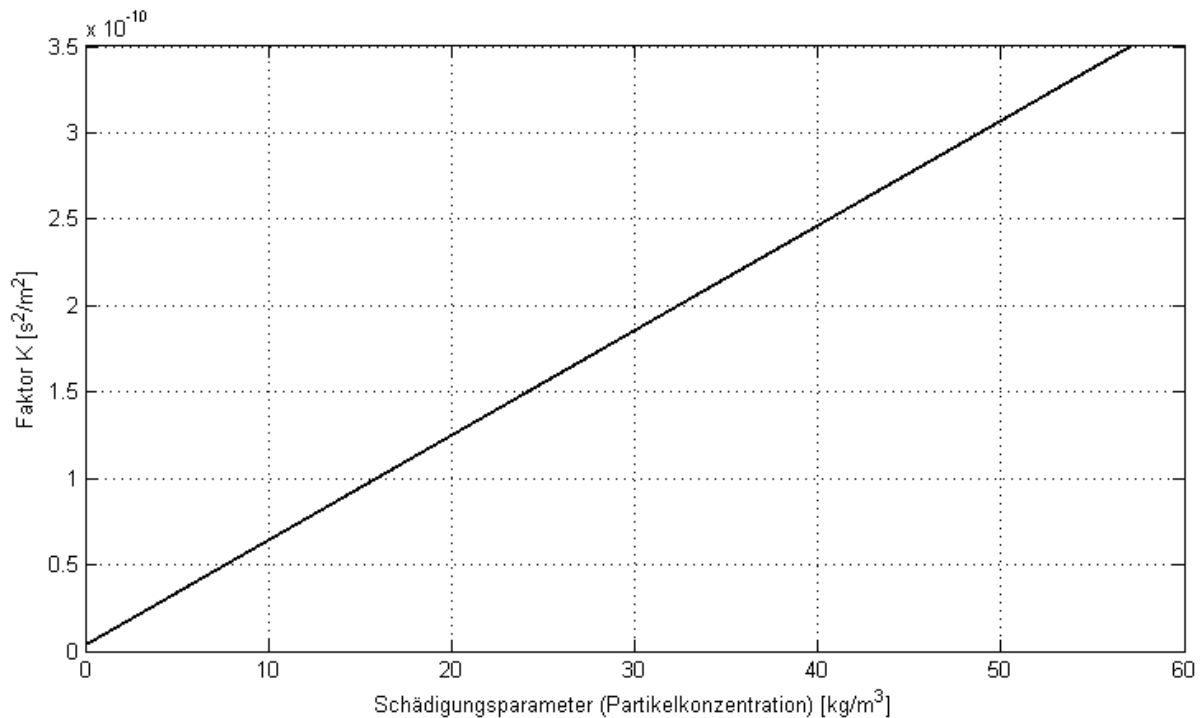


Abbildung 49: K in Abhängigkeit vom Schädigungsparameter S_p

Unter Anwendung des linear gewählten Zusammenhangs zwischen S_p und K ergibt sich für den Verschleißfortschritt über der Zyklenzahl der in Abbildung 50 dargestellte progressive Verlauf für Prüfkörper S06.

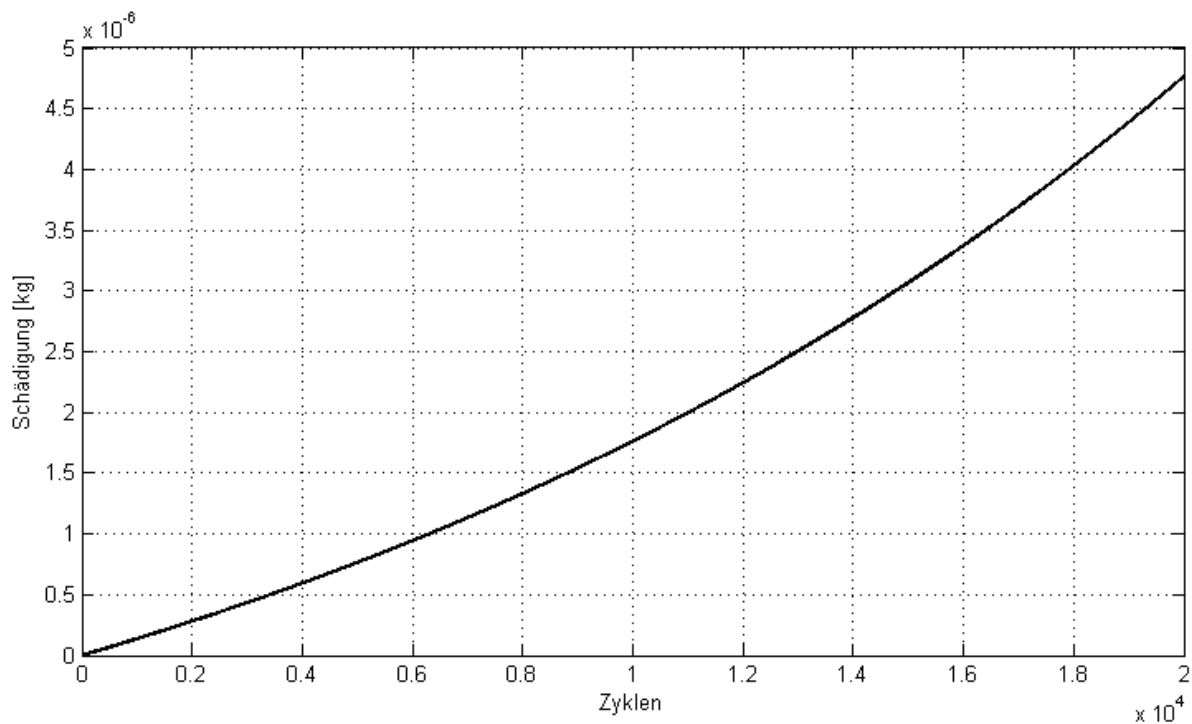


Abbildung 50: Massenmäßiger Verschleiß des Kugelgewindetriebs

4.4.10 Lokal ertragbare Zyklenzahl für Abrasivverschleiß

Bezug nehmend auf die Steifigkeitsabnahme wurde die Verschleißgrenze bereits in Abschnitt 4.1.4 definiert. Erreicht der massenmäßige Verschleiß die festgelegte Grenze, so ist die anzunehmende Lebensdauer des Kugelgewindetriebs abgelaufen. Die bis dato erreichte Zyklenzahl entspricht der prognostizierten Lebensdauer.

5 Experimentelle Untersuchungen

Ziel der experimentellen Untersuchungen ist es, Ausfallkriterien für Kugelgewindetriebe im Einsatz an Kunststoffverarbeitungsmaschinen zu identifizieren und das weiterentwickelte Lebensdauerprognosemodell einem ersten Praxistest zu unterziehen, bei dem die freien Parameter des Modells bestimmt werden.

Die experimentellen Untersuchungen wurden an einer Gruppe von Kugelgewindetrieben mit identischen Abmessungen und gleichartigem inneren Aufbau durchgeführt. Die Kugelgewindetriebe wurden in einem Los hergestellt, so dass der Einfluss durch Chargenschwankungen minimiert wurde. Kugeln (Vickers Härte 800-900 HV1) und Mutter (Härte nach Rockwell 60+4 HRC) sind aus 100Cr6 (1.3505) hergestellt, die Spindel besteht aus in der Randschicht induktiv auf 60+4 HRC gehärtetem C56E2 (1.1219).

5.1 Versuchsbedingungen

Die am Prüfstand zu realisierenden Prüfbedingungen sollen einem typischen Anwendungsfall für Kugelgewindetriebe an Spritzgießmaschinen entsprechen. Von Jarosch wurden umfangreiche Messungen an den Antriebssystemen von Einspritzachsen durchgeführt. Exemplarische Verläufe für die gemessenen Kräfte und Geschwindigkeiten sind in [Ja08] dargestellt. Basierend auf diesen Verläufen wurde ein Belastungskollektiv für die Versuche definiert, siehe Abbildung 51. Das Belastungskollektiv bildet den Verlauf der Vorschubkraft an der Einspritzachse von Spritzgießmaschinen nach, ohne jedoch die Nachdruckphase einzuschließen. Auf die Untersuchung der Schädigung durch die Nachdruckphase, welche bei hohen Kräften und geringen Vorschubgeschwindigkeiten erfolgt, wurde verzichtet, da der Einfluss dynamischer Anteile des Belastungskollektivs untersucht werden sollte. Motivation hierfür sind Fortschritte in der Antriebstechnik, insbesondere bei Servomotoren und leistungselektronischen Baugruppen, die in den zurückliegenden Jahren eine deutliche Leistungssteigerung ermöglichten. Es hat sich in der Betriebspraxis jedoch gezeigt, dass die eingesetzten Kugelgewindetriebe den hochdynamischen Belastungen nicht immer einen ausreichenden Verschleißwiderstand entgegensetzen, um die gewünschte Einsatzdauer zu erreichen. Ein weiteres Argument für den Ausschluss der Nachdruckphase aus dem Prüfzyklus besteht darin, dass sich Prüfstandsversuche nicht in vertretbarer Zeit durchführen ließen.

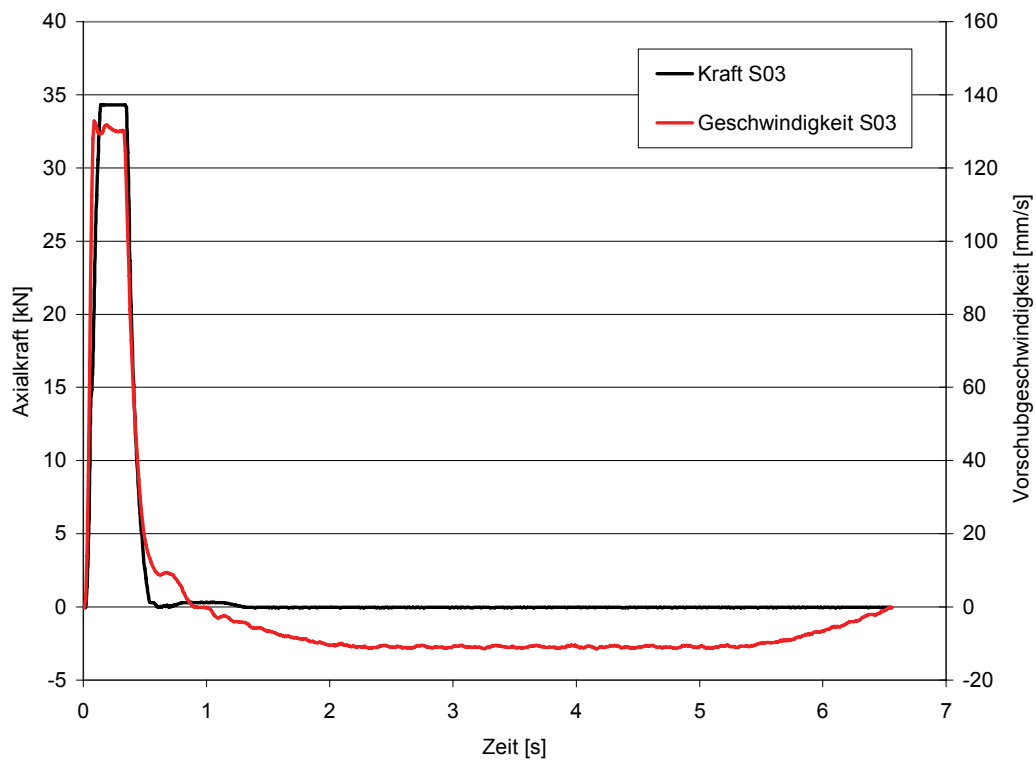


Abbildung 51: Kraft und Geschwindigkeitsverlauf für Spindel S03

Um den Einfluss der durch die Dynamik der Bewegung hervorgerufenen Effekte zu prüfen, wurde die Beschleunigung zu Beginn des Prüfzyklus in ihrer Höhe variiert. Die Geschwindigkeit für die Phase konstanter Vorschubgeschwindigkeit wurde für alle Versuche bei etwa 130 mm/s angesetzt. Die Dauer der Rückzugsphase wurde anhand der Erfordernisse zur Abführung der im Kugelgewindetrieb auftretenden Reibungsarbeit festgelegt.

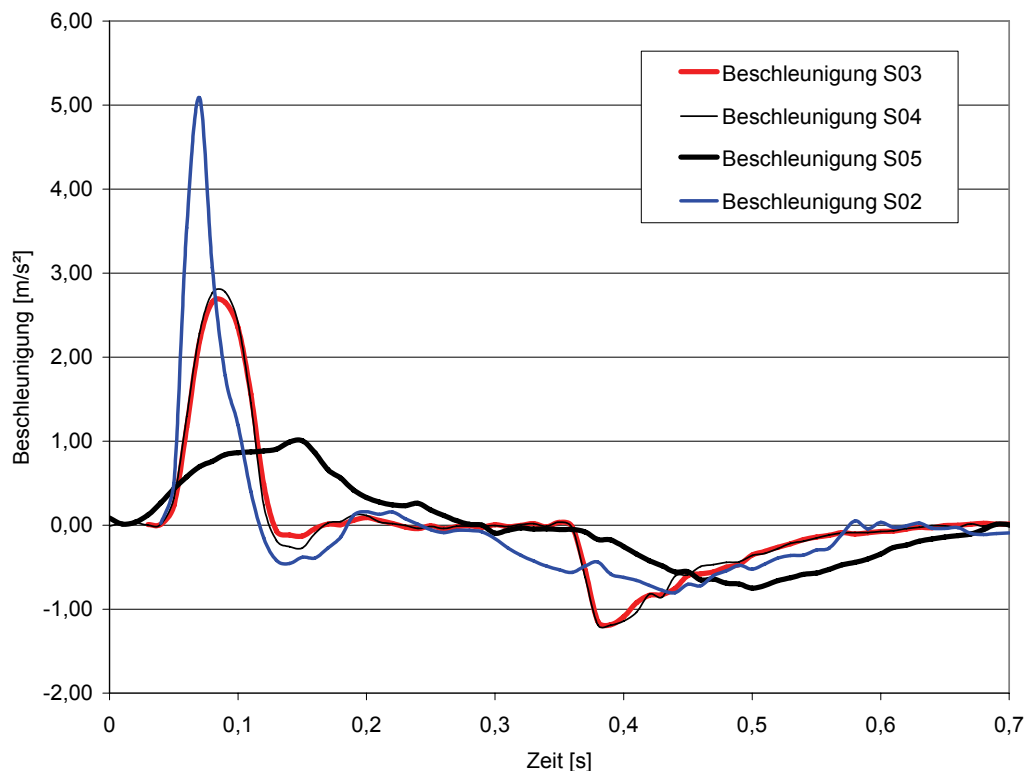


Abbildung 52: Beschleunungsverläufe für die Spindeln S02 – S05

Die Versuche wurden für verschiedene Kraftniveaus durchgeführt. Als Maß für das Kraftniveau wird die dynamische äquivalente axiale Belastung F_m nach [DIN69051] verwendet. Bei der Berechnung der dynamisch äquivalenten axialen Belastung wird jedoch nur die Vorfahrt des Zyklus berücksichtigt. Grund hierfür ist, dass der Vorschub der Lasthub ist und beim Rückzug nahezu keine Kräfte aufgebracht werden. Würde der Rückzug berücksichtigt, so ergäben sich Maximalkräfte in der Vorschubphase, die bei einem $C_a/F_m = 2$ die unmittelbare Schädigung und baldige Zerstörung des Kugelgewindetriebes zur Folge hätten und von den realen Einsatzbedingungen weit entfernt wären. Die Versuche werden auf zwei Kraftniveaus mit $C_a/F_m = 2$ und $C_a/F_m = 4$ durchgeführt. Die in Kombination mit den unterschiedlich starken Maximalbeschleunigungen entstehenden Versuchspunkte sind in der nachfolgenden Tabelle dargestellt; in Klammern sind die den Versuchspunkten zugeordneten Spindeln angegeben. Der Wert von 5 m/s² stellt das derzeit am Prüfstand unter Beaufschlagung der gewählten Gegenkraft durch die Servohydraulikzylinder realisierbare Maximum dar. Erkennbar ist dies in den aufgezeichneten Messdaten daran, dass das maximale Motormoment ausgeschöpft wird. Um die Linearbeschleunigung für zukünftige Versuche präziser bestimmen zu können, ist die Verwendung eines Beschleunigungsaufnehmers sinnvoll, da auf die Differentiation der rauschbehafteten Positions- bzw. Drehzahlwerte verzichtet werden kann.

Tabelle 5: Versuchspunkte und zugeordnete Spindeln

Lastniveau	max. Beschleunigung [m/s ²]		
	5	2,7	1
$C_a/F_m = 2$	A (S02)	B (S03)	C
$C_a/F_m = 4$	D	E (S04)	F (S05, S06, S07)

Die Zyklusdauern betragen für Versuchspunkt A 4 Sekunden, B und E 6 Sekunden und für Versuchspunkt F 3 Sekunden.

Für alle Versuche wurde ein automatisches Schmiersystem mit stets dem gleichen Fett verwendet, welches für hohe Kontaktdrücke geeignet ist. Der Kugelgewindetrieb S07 wurde manuell besonders stark geschmiert.

5.2 Prüfstand für Kugelgewindetriebe

Für die experimentellen Untersuchungen wurde ein Prüfstand für Kugelgewindetriebe umgebaut und mit einer neuen Steuerung ausgestattet. Der Prüfstand verfügt über einen elektrischen Antrieb durch einen synchron Servomotor. Der Elektromotor ist über Adapter und eine biege- und torsionssteife Ganzmetallkupplung mit der Spindel des Kugelgewindetriebes verbunden. Der Kugelgewindetrieb ist in der motorseitigen Platte fest gelagert. Die Mutter des Kugelgewindetriebes ist an der beweglichen Platte befestigt. Um den Prüfstand für die vorgesehenen Prüfkraft anzu- passen, wurde einer der Servohydraulikzylinder entfernt und der verbleibende Zylinder in die Mitte gesetzt. Der Zylinder wirkt über einen Adapter und eine Kraftmessdose auf die bewegliche Platte ein.

Um die Steuerung des Prüfstandes flexibel und zuverlässig zu gestalten, wurden für den elektrischen und den hydraulischen Antrieb getrennte Steuerungen aufgebaut. Den Elektromotor steuert eine speicherprogrammierbare Steuerung (SPS), die direkt auf dem Frequenzumrichter angebracht ist. Die zeitgesteuerte Sollwertgenerierung erfolgt über die Definition und Auswahl von Kurvenscheiben. Die Bedienung erfolgt an einem Bedienpanel, welches über Taster die Analogwert- eingänge der Steuerung ansteuert. Die Regelung erfolgt durch eine im Frequenzumrichter integrierte Regeleinrichtung. Die Steuerung des Hydraulikzylinders erfolgt durch einen mit dem Echtzeitbetriebssystem XPCTarget betriebenen PC. Abhängig von der Position der Mutter des Kugelgewindetriebes wird der Sollwert für die aufzubringende Kraft generiert. Die Zuordnung der Sollwerte zu den Positionen erfolgt durch einen Lookup-Table, der fahrtrichtungsspezifisch ausgelesen wird. Der erzeugte Sollwert wird über ein Potentiometer geführt und der Regeleinheit des Hydraulikzylinders zugeführt. Die Prüfstandssteuerung weist derzeit eine Gesamtregeltaktrate von ca. 1 kHz auf.

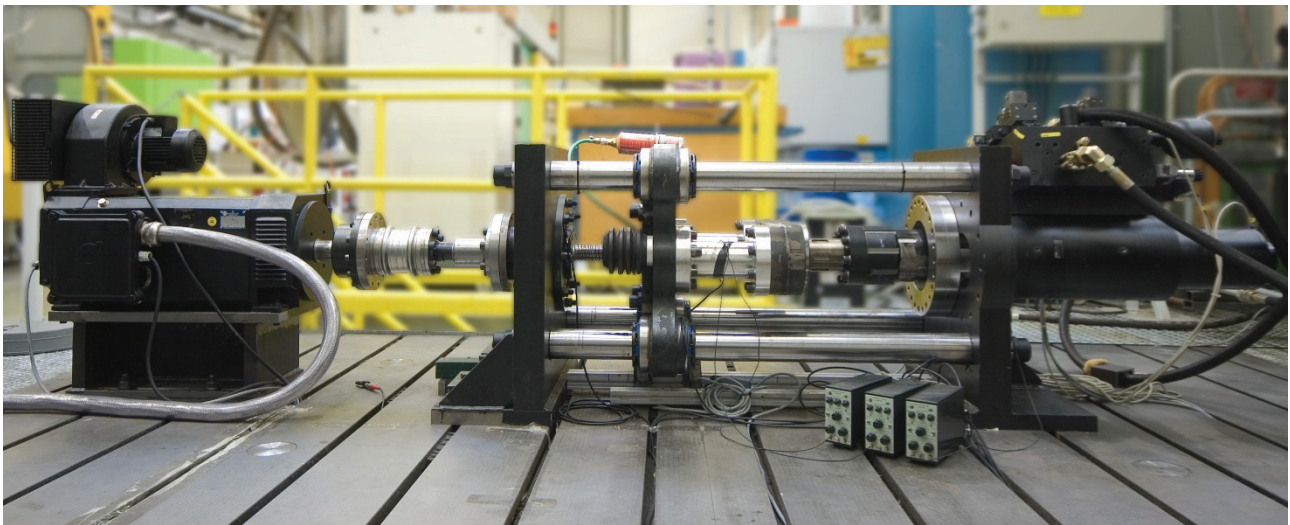


Abbildung 53: Prüfstand für Kugelgewindetriebe

Die Dynamik des Prüfstandes ist durch zwei maßgebliche Faktoren begrenzt. Erstens ist die Massenträgheit des Elektromotors zu nennen, der über ein hohes Drehmoment verfügt, jedoch die hauptsächlich rotatorische Massenträgheit überwinden muss. Zweitens ist die Trägheit der Servohydraulik zu nennen. Die Verschiebewegung der beweglichen Platte durch den Kugelgewindetrieb wirkt auf den Servohydraulik-Regelkreis als Störgröße ein. Für die durchgeführten Versuche wurde zur Verbesserung der Sollwert-Treue eine Vorsteuerung durch Modifikation der im Lookup-Table hinterlegten Werte verwendet.

Die Messwerterfassung erfolgt an einem ausschließlich hierfür verantwortlichen PC. Verwendet wird eine analog-digital Wandlerkarte mit 16-Bit Signalamplitudenauflösung, die verwendete Zeitauflösung beträgt 60 kHz. Aufgezeichnet werden die Motordrehzahl, die Position der Mutter (über einen im Hydraulikzylinder integrierten induktiven Weggeber), die Axialkraft, die Temperaturen der Umgebung, des Festlagers und der Mutter sowie der Körperschall an der Mutter und an einer Linearführung. Die Aufzeichnung der Messdaten erfolgt teilweise mit reduzierter Zeitauflösung und in Intervallen.

5.3 Versuchsergebnisse und Auswertung

5.3.1 Versuchsprotokolle

In der nachfolgenden Abbildung sind die Verläufe für das gleichgerichtete und über 132 Sekunden gemittelte Drehmoment des Antriebsmotors und der Temperaturverlauf – Messrate 1 Hz – des Probekörpers S02 dargestellt. Die Temperatur wurde mit einem Thermoelement auf der zylindrischen Außenfläche der Mutter gemessen. Das Motormoment wurde als Analogwert aus dem Frequenzumrichter des Antriebsmotors (Synchronmotor) ausgegeben und mit den übrigen Prozessdaten aufgezeichnet. Bei Betrachtung der beiden Graphen fällt die Korrelation zwischen den lokalen Drehmomentmaxima und den Temperaturmaxima auf. Da der Messort für die Temperatur auf der Außenseite der Mutter liegt, ist nachvollziehbar warum zwischen den beiden Signalen ein Zeitversatz existiert.

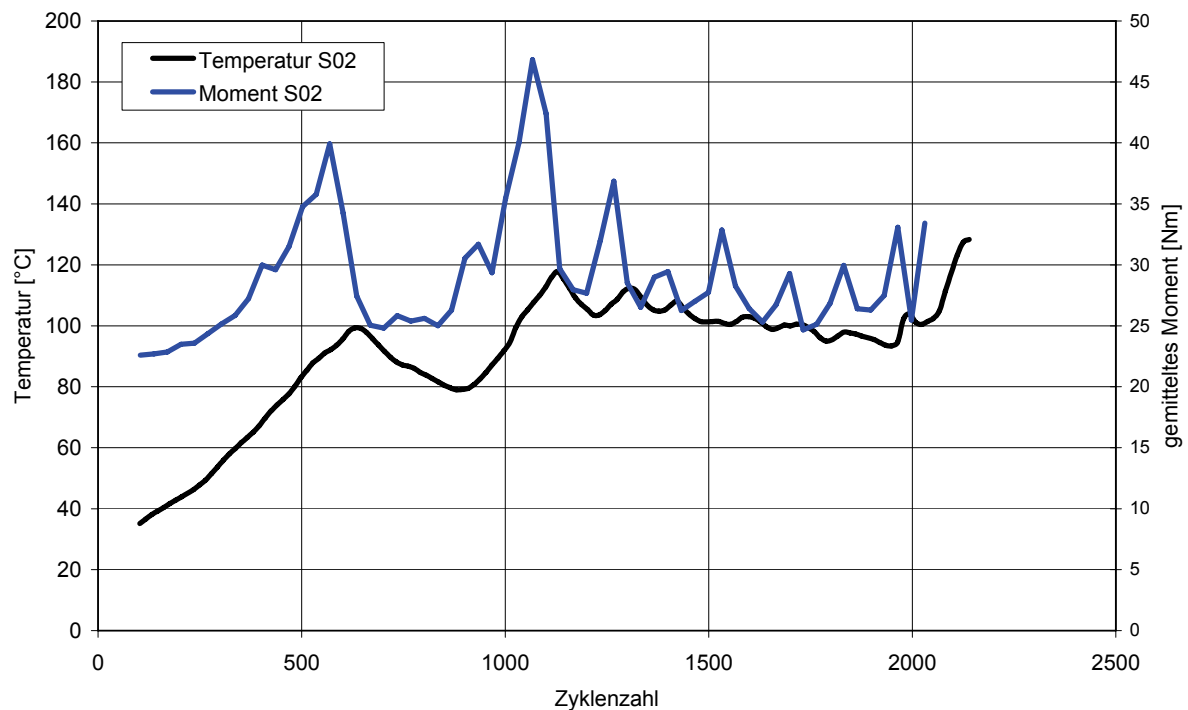


Abbildung 54: Versuchsprotokoll für Versuch S02

Abbildung 55 zeigt die gleichen Graphen, jedoch zusätzlich die von den Körperschallsensoren aufgezeichneten Werte. Für die Darstellung wurden die Momentanwerte des Körperschalls gleichgerichtet und der Mittelwert über 132 Sekunden gebildet. Die Y-Richtung ist vertikal, die X-Richtung ist horizontal und quer zur Bewegungsrichtung ausgerichtet. Entgegen Versuch S02 zeigt der Temperaturverlauf hier zu Beginn einen Beharrungsbereich, in dem die Temperatur einen Wert von ca. 50 °C nicht überschreitet. Erst nach gut 2000 Zyklen stellt sich ein Pegelanstieg der Körperschallsignale ein, worauf nachfolgend Motormoment und Temperatur ein erstes Maximum zeigen. Im weiteren Versuchsverlauf ergeben sich weitere lokale Maxima für alle dargestellten Messwerte. Die Verläufe sind auch hier gut miteinander zu korrelieren.

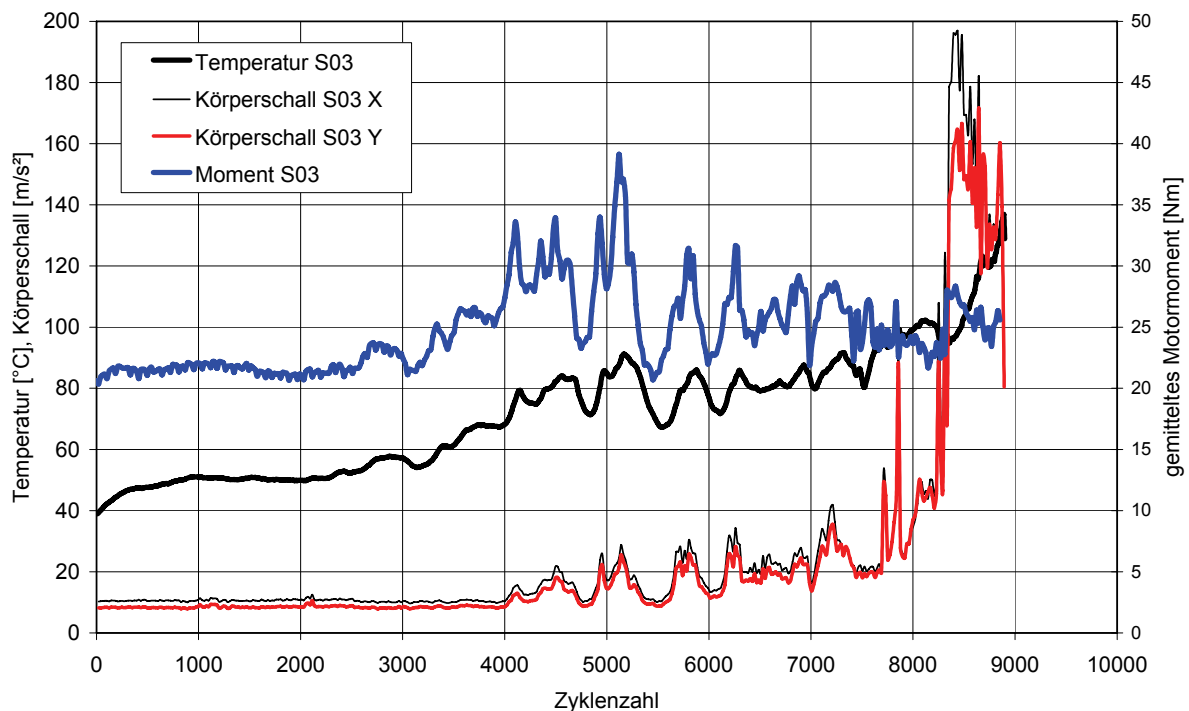


Abbildung 55: Versuchsprotokoll für Versuch S03

Für den Versuch S04 wurde die Belastung des Prüfkörpers gegenüber den beiden vorausgehenden Versuchen deutlich reduziert. Nach einem anfänglichen Temperaturanstieg auf ca. 40 °C beharrt die Temperatur über einen Bereich von ca. 5000 Zyklen auf diesem Niveau, siehe Abbildung 56. Im Verlauf zeigen sich jedoch schon kleinere Maxima in den Verläufen der 4 Messgrößen, die gut miteinander korrelieren. Festzustellen ist, dass die Werte nach den Maxima wieder auf ihren Ausgangswert zurück fallen. Nach etwa 5500 Zyklen kommt es jedoch vermehrt zu Spitzen woraufhin die Temperatur dauerhaft erhöht bleibt, Körperschall und Drehmoment sinken jedoch immer wieder bis auf ihre Ausgangswerte ab. Bei ca. 16000 Zyklen steigt das Drehmoment stark an und erreicht im Folgenden mehr als das Doppelte seines anfänglichen Wertes. Als Folge des zusätzlichen Energieeintrages übersteigt die Temperatur den zulässigen Gebrauchsbereich und es kommt zu einem raschen Fortschritt der Schädigung, der sich auch in den Körperschallsignalen zeigt.

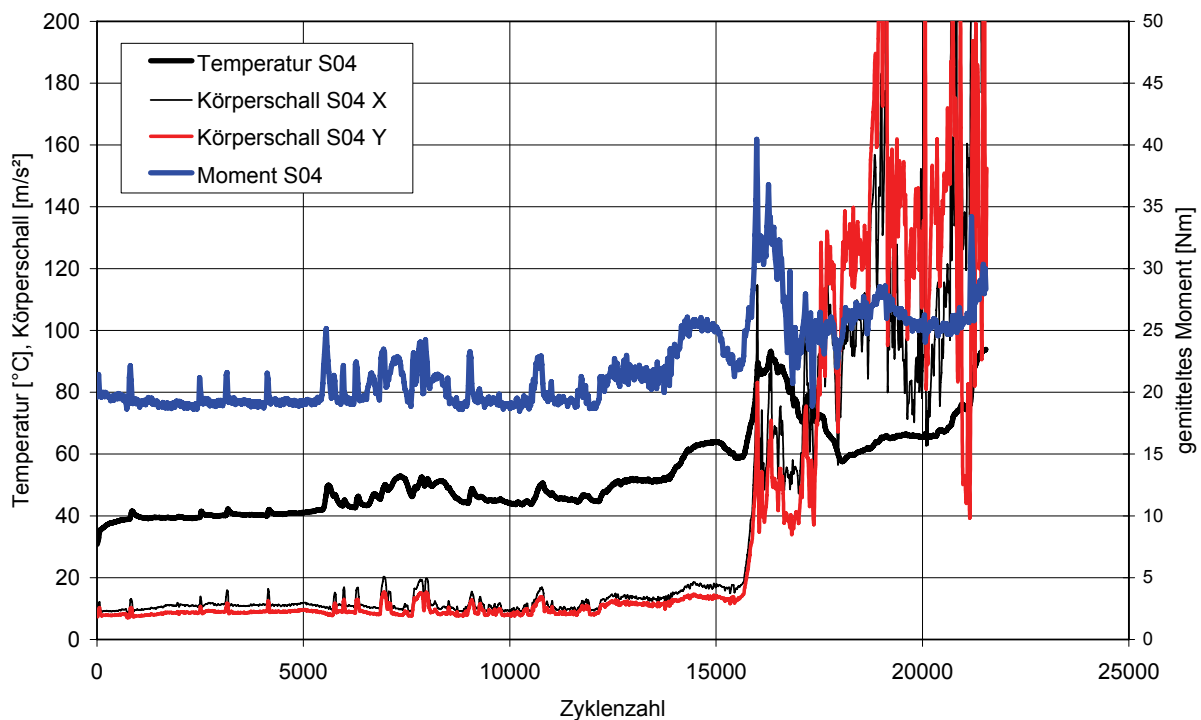


Abbildung 56: Versuchsprotokoll für Versuch S04

Die Versuche für die Spindeln S05 und S06 wurden unter gleichen Bedingungen bei geringerer Beschleunigung durchgeführt. Die Graphen für Temperatur und Moment des Versuches S05 in Abbildung 57 zeigen nach anfänglichem Anstieg der Temperatur einen Bereich nahezu konstanter Werte bis zum Erreichen von ca. 7800 Zyklen. Der Verlauf der Körperschall-Messwerte zeigt nach anfänglichem leichten Abfall einen nahezu konstanten Verlauf der durch acht kleinere Maxima überlagert wird. Diese kleineren Maxima sind jedoch nicht visuell mit dem gemessenen und gemittelten Momenten- bzw. Temperaturverlauf korrelierbar. Bei ca. 7800 Zyklen steigt das Motormoment sprunghaft von ca. 40 Nm auf bis zu 65 Nm an, um nach kurzer Dauer auf den Ursprungswert zurückzufallen. Da es sich um ein über 132 Sekunden gemitteltes Moment handelt, ist es wahrscheinlich, dass der reale Verlauf einen größeren Erhöhungsfaktor des Moments zeigt, der jedoch hier nicht ausgewertet wird. Zeitlich gering versetzt zum Momentenanstieg erreichen die Körperschallsignale und die Prüfkörpertemperatur ein Maximum. Die Temperatur fällt anschließend langsam bis nahe an ihr Ausgangsniveau heran ab. Die Körperschallsignale bleiben jedoch für weitere 2000 Zyklen auf einem erhöhten Niveau, dass durch Schwankungen gekennzeichnet ist, die sich nicht mit den Momenten- und Temperaturverläufen korrelieren lassen. Bei etwa 10000 Zyklen steigt die Temperatur signifikant an und überschreitet 60°C. Der Momentenverlauf korreliert zum Temperaturanstieg, jedoch ist die Korrelation schwieriger zu erkennen. Nach ca. 12200 Zyklen kommt es zu einem erneuten ausgeprägten Maximum aller Graphen und dem Rückfall der Werte etwa auf ihre Ausgangswerte. Nach gut 14000 Zyklen kommt es zu einem bleibenden Anstieg der Werte und darauf folgend zum Ausfall des Kugelgewindetriebes.

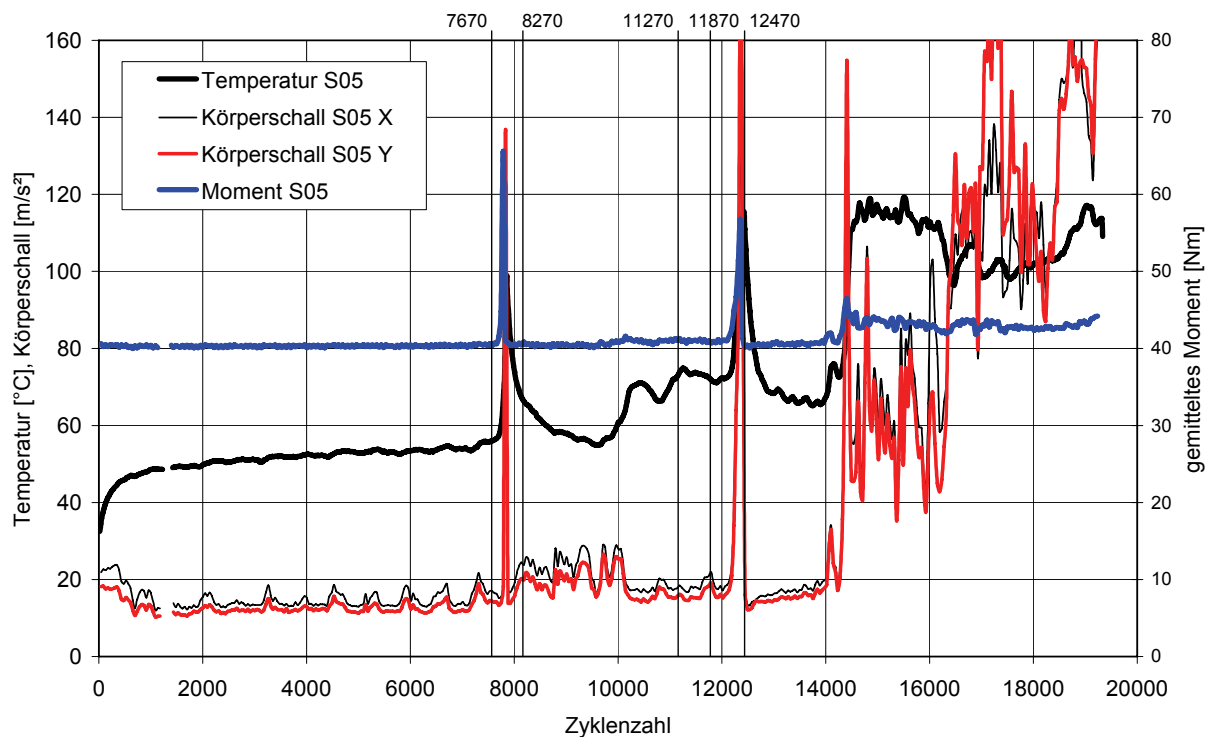


Abbildung 57: Versuchsprotokoll für Versuch S05

Für Versuch S06 wurde ein Zwischenhalt alle ca. 5000 Zyklen geplant. Der erste Zwischenhalt ist erkennbar am Temperatureinbruch in Abbildung 58. Zielsetzung des Versuches war es Aufnahmen der Spindelauffläche anzufertigen und diese mit Hinblick auf die aufgezeichneten Messdaten zu bewerten. Weiterhin wurde eine Überwachung des gleichgerichteten und gemittelten Drehmomentes realisiert, die dazu dient den Versuch bei Überschreiten eines vorher festzulegenden Grenzwertes anzuhalten. Um möglichst spontan nach Auftreten einer Drehmomentspitze stoppen zu können, wurde die Zeitperiode für die Mittelwertbildung auf ca. 30 Sekunden verringert. Diese Maßnahme vergrößert das Rauschen des Signals, jedoch wird Zeitauflösung gewonnen. Der Grenzwert wurde auf 43 Nm festgelegt.

Zu Beginn zeigt sich ein dem Versuch S05 ähnliches Bild. Durch die zeitlich höhere Auflösung des Momentensignals ist hier die Korrelation zwischen den Körperschallsignalen und dem Moment für den gesamten Versuchsverlauf erkennbar.

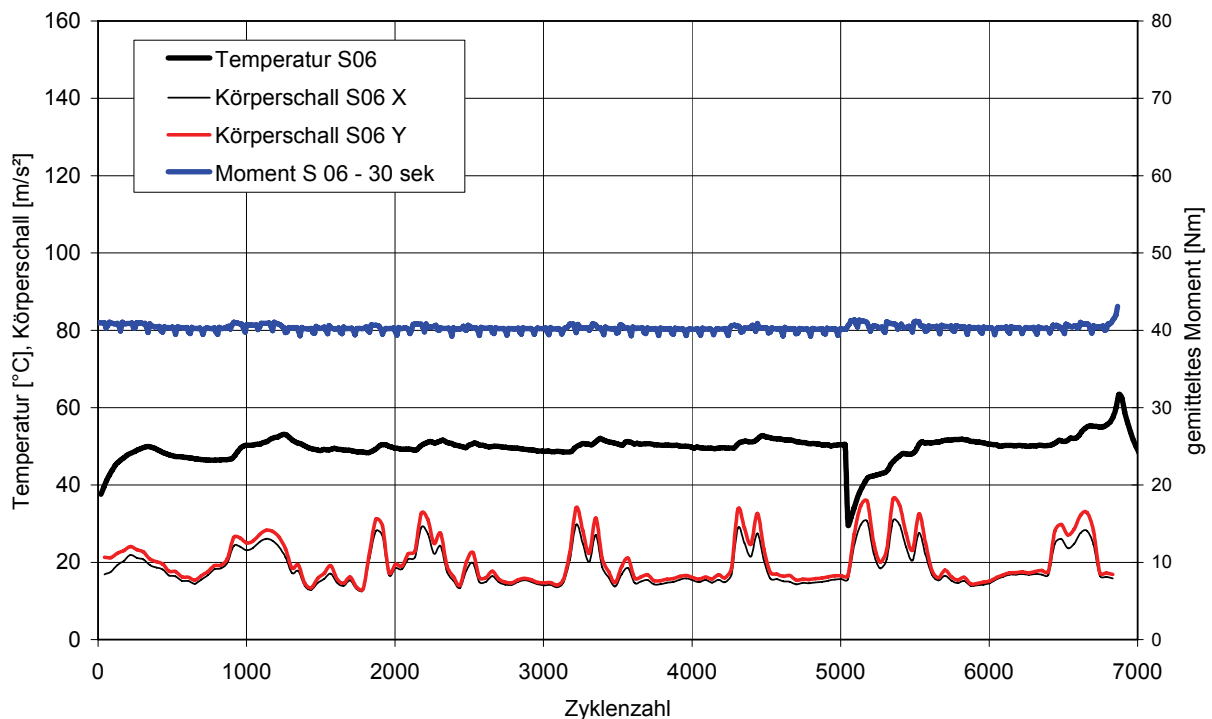


Abbildung 58: Versuchsprotokoll für Versuch S06

Die während des Zwischenhalts und nach Versuchsende inspizierten Laufbahnen der Spindel sind in Abbildung 59 dargestellt. Die Aufnahmen geben in beiden Fällen die von der Vorschubkraft hauptsächlich beanspruchte Gewindeflanke wieder. Bei Versuchsende zeigen beide Flanken der Spindel die gleiche Art der Oberflächenveränderung. Die weniger stark beanspruchte Flanke zeigt deutlich geringere Veränderungen.

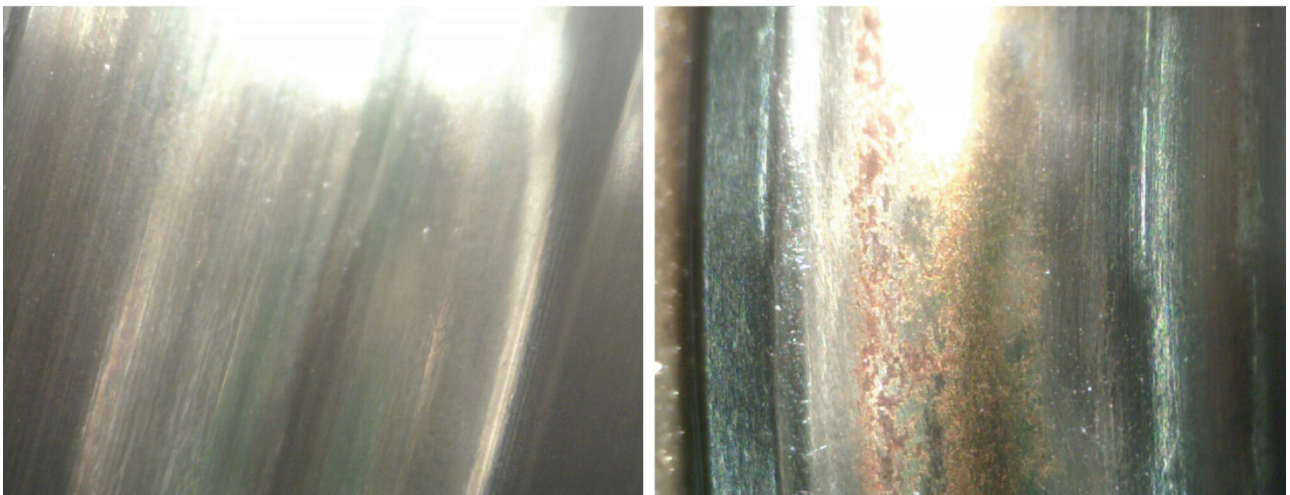


Abbildung 59: Spindellaufbahn Versuch S06 nach 5000 Zyklen (links) und 6850 Zyklen

Der Kugelgewindetrieb S07 wurde den gleichen Belastungen ausgesetzt wie die Triebe S05 und S06. Abweichend wurde der Kugelgewindetrieb S07 zu Versuchsbeginn manuell mit einer deutlich erhöhten Menge Schmierfett versorgt, die bei vollständiger Abdichtung des Systems – die hier nicht gegeben ist - zur Überschmierung führen würde. Gegenüber den Versuchen S05 und S06

ergab sich eine um etwa eine Größenordnung längere Versuchsdauer. Die Temperatur an der Mutter erreicht nach Versuchsstart eine Beharrungstemperatur von ca. 58°C , die bis zum Erreichen von ca. 5000 Zyklen nahezu konstant bleibt. Im Folgenden bricht die Temperatur kurzzeitig auf 51°C ein, um anschließend ihr Maximum mit ca. 65°C zu erreichen. Anschließend kommt es zu einer ausgeprägten Pendelbewegung des Temperaturverlaufs, wobei die Amplitude und der Mittelwert mit fortschreitender Versuchsdauer abnehmen. Bei ca. 12500 Zyklen erhöht sich die Frequenz der Pendelbewegung deutlich und es tritt eine leichte Temperaturerhöhung ein. Hierauf folgen ein lokales Minimum mit 46°C bei ca. 22300 Zyklen und ein Anstieg auf 55°C nach 28000 Zyklen. Anschließend fällt die Temperatur deutlich ab, um bei ca. 33000 Zyklen erneut eine Beharrungstemperatur um 39°C ($\pm 2^{\circ}\text{C}$) zu erreichen, die bis zum Versuchsende nach ca. 62000 Zyklen andauert. Der Verlauf des gemittelten gemessenen Motormoments korreliert in nachvollziehbarer Weise mit dem Temperaturmesswert. Ähnlich verhält es sich mit den ab ca. 28000 Zyklen vorliegenden gemittelten Körperschallsignalen. Hierbei muss jedoch eingeschränkt werden, dass nicht jede Spitze im Körperschallverlauf ihre Entsprechung im Momenten- und Temperaturverlauf besitzt. Der Versuch wurde beendet, ohne dass im Betriebsgeräusch Veränderungen wahrgenommen werden konnten. Auf Grund der aufgezeichneten Messwerte bestand das Interesse, den Kugelgewindetrieb eingehend zu untersuchen, bevor er weiteren Belastungen und Schädigungen ausgesetzt würde.

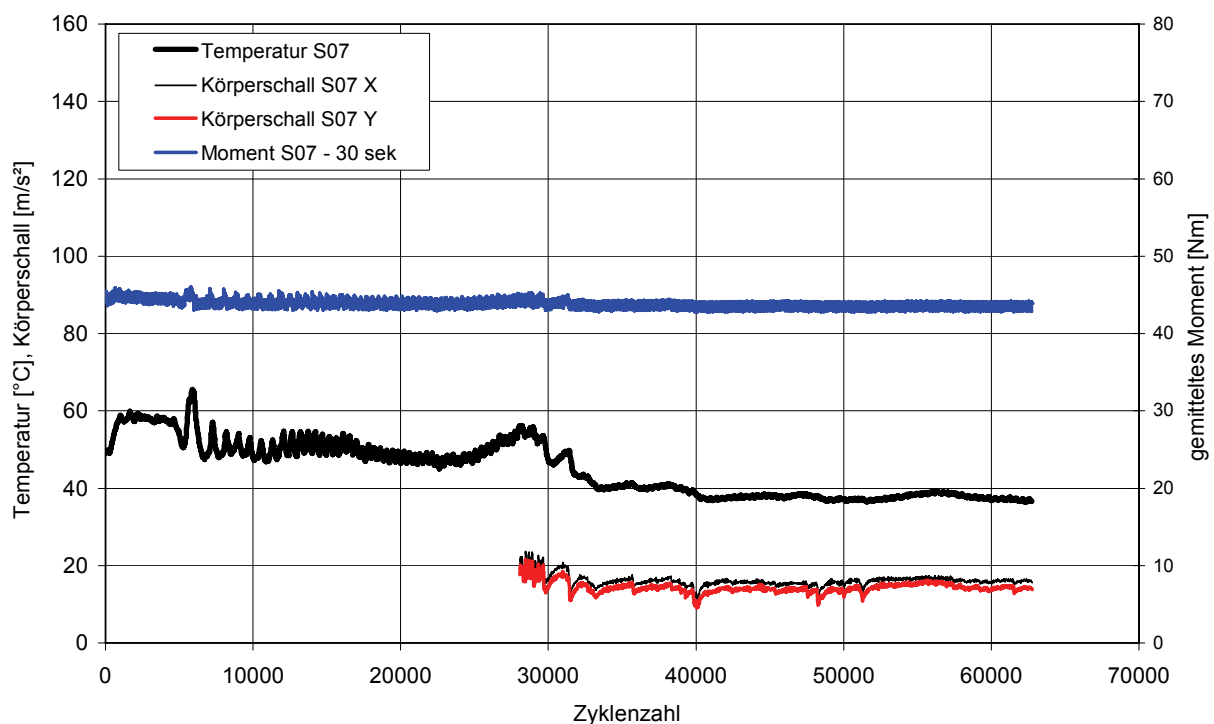


Abbildung 60: Versuchsprotokoll für Versuch S07

5.3.2 Analyse und Bewertung der Versuchsergebnisse

Zunächst muss festgestellt werden, dass alle Prüfkörper sehr deutlich vor dem erwarteten Lebensdauerende ausgefallen sind. Den Ursachen hierfür soll sich die Analyse zunächst widmen. Die einzige Ausnahme stellt Versuch S07 dar: Hier wurde der Versuch durch Entscheid des Bedieners beendet, ohne dass der Kugelgewindetrieb seine Funktionsfähigkeit verloren hatte.

Gemeinsam ist allen durchgeführten Versuchen der charakteristische Anstieg und darauffolgende Abfall des gemittelten Motormomentes. Zumeist fällt das Motormoment bis auf seinen Ursprungswert vor dem Maximum oder einen geringfügig darüber liegenden Wert zurück. Die gemessenen Werte sind plausibel, nachvollziehbar und passen zueinander, daher können Messfehler als Ursache des Phänomens ausgeschlossen werden. Es wird vermutet, dass in den Phasen erhöhten Drehmomentes eine erhöhte Verschleißgeschwindigkeit vorliegt. Hierin ist die Ursache für die frühen Ausfälle anzunehmen. Die in Abbildung 59 gezeigten Bilder der Spindellaufbahn unterstreichen diese Vermutung. Wie es zu den Phasen erhöhten Drehmomentes kommt, ist zu klären.

Festgestellt werden kann ferner, dass es in den Momentenverläufen kleinere und größere Maxima gibt, siehe hierzu insbesondere Abbildung 56. Da stets mehrere Messpunkte im Bereich eines Maximums liegen, kann ausgeschlossen werden, dass durch die Mittelung wesentliche Signalinhalte der kleinen Maxima unterdrückt werden. Tatsächlich ist ihr Ausschlag geringer als der großer Maxima.

In den Phasen erhöhten Drehmomentes steigen die Pegel der Körperschallsignale stets an. Häufig fallen auch diese in die Nähe der Ausgangswerte zurück. Hier sind zwei Phänomene zu unterscheiden. Erstens, führt eine größere Anregung zu größeren Schwingungspegeln. Zweitens ist es denkbar, dass Schädigungen ihren Schwingungen anregenden Charakter verlieren. Dass letztgenanntes Phänomen hier auftritt, ist unwahrscheinlich, da eine Fehlstelle, die in der Lage ist, die beobachteten Drehmomentspitzen hervorzurufen, typischerweise zu Folgeschäden führt, die wiederum eine Erhöhung des Pegels bewirken.

Die Analyse der Temperaturverläufe der Versuche S04-S07 lässt die Schlussfolgerung zu, dass der verwendete Prüfzyklus grundsätzlich keine thermische Überbeanspruchung der Prüfkörper darstellt. Deutlich wird dies durch das Erreichen von Beharrungstemperaturen zu Versuchsbeginn, die in der Größenordnung von 40 °C (S04), beziehungsweise 50°C (S05, S06) und 60° C (S07) liegen. Für Versuch S03 stellt sich die Situation gleichartig dar, jedoch ist die Beharrungsphase kürzer.

Durch Überschmierung von Kugelgewindetrieben steigen die Walk- und Planschverluste an. Untersucht wurde, ob die Schmierintervalle des verwendeten automatischen Schmiersystems mit dem Auftreten der Drehmomentmaxima korrelieren. Dies ist nicht der Fall. Für Versuch S07 zeigt sich eine höhere anfängliche Beharrungstemperatur, die durch die erhöhte Schmierstoffmenge und damit ansteigenden Planschverluste erklärt werden kann.

Das erste Drehmomentmaximum von Versuch S05 soll im Folgenden energetisch betrachtet werden. Das in Abbildung 57 dargestellte mittlere Moment ist erforderlich, um die Reibung der Wälzlagerungen von Spindel und Holmen, die Reibungsverluste im Kugelgewindetrieb, die Massenträgheit und die Gegenkraft zu überwinden. In guter Näherung bleiben außer den Verlusten im Kugelgewindetrieb alle anderen Verlustquellen bei Erreichen einer Drehmomentspitze konstant. Gegenkraft und Massenträgheit sind ebenfalls für alle Zyklen gleichartig. Unter diesen Bedingungen entspricht die zusätzlich eingebrachte Leistung während der Drehmomentspitze der zusätzlich

entstehenden Reibleistung im Kugelgewindetrieb. Die Drehmomentspitze umfasst einen Bereich von ca. 175 Zyklen. Das gemittelte Drehmoment steigt über 5 Messpunkte an, bis es ein Maximum von 56,42 Nm erreicht. Die Berechnung der mittleren zusätzlichen Leistung ergibt einen Wert von 70 Watt. Im Maximum der Drehmomentspitze sind es 150 Watt. Umgerechnet auf die je Zyklus eingebrachte Reibarbeit sind dies im Mittel der Spitze 219 Nm und maximal 470 Nm. Bezogen auf die im Verschleißmodell berechnete Verschleißarbeit je Zyklus von insgesamt 38,23 Nm ist die zusätzlich eingebrachte Reibarbeit sehr groß. Bei der Bewertung der Zahlenwerte ist jedoch Vorsicht geboten, da die mit dem Verschleißmodell berechneten Größen die im Modell vorhandene Unsicherheit (Modellansatz, Modellvereinfachungen, etc.) zu eigen haben.

5.3.2.1 Erklärungsansätze für die Phasen sprunghaft erhöhter Drehmomente

Die durchgeführten Versuche zeigen, dass die Drehmomentspitzen scheinbar zufällig eintreten. Es lassen sich jedoch Tendenzen erkennen, die darauf hindeuten, dass mit zunehmender Bewegungsdynamik und steigender spezifischer Belastung die Drehmomentspitzen früher und ausgeprägter auftreten. Somit ist ein ursächlicher Zusammenhang mit diesen Faktoren nicht unwahrscheinlich.

Jarosch beschreibt in seiner Arbeit [Ja08] einen Temperaturverlauf für einen zyklisch geprüften Kugelgewindetrieb, der den hier beobachteten Verläufen sehr ähnlich ist insofern als dass in beiden Temperaturmaxima auftreten, die nach kurzer Zeitdauer wieder auf den Ausgangswert zurückfallen. Jarosch äußert die Vermutung, dass das Herausbrechen von Umlenkstücken mit den Temperaturmaxima korreliert. Er stützt die Vermutung auf die Beobachtung, dass ein Umlenkstück während eines Temperaturanstiegs herausgebrochen ist. Plausibel ist diese Vermutung, da zwei Deflektoren bereits vorher herausgebrochen waren und es vorausgehend bereits zwei Temperaturmaxima gab. Über das mit den Temperaturerhöhungen einhergehende Moment liegen leider keine Erkenntnisse vor. Es ist aber anzunehmen, dass auch in seinen Experimenten mit der Temperaturerhöhung ebenfalls stets eine Momentenerhöhung einhergeht. Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen geben keinen Anlass das Herausbrechen von Umlenkstücken als Ursache oder zu korrelierende Größe für Momentenmaxima und Temperaturanstiege zu interpretieren. Die von Jarosch benutzten Kugelgewindetriebe verfügten über zahlreiche Umlenkstücke, da es sich um die Bauform mit Einzelumlenkung handelte. Die hier verwendeten Kugelgewindetriebe sind mit Gesamtumlenkung realisiert und verfügen folglich nur über zwei Umlenkstücke. Da es in den hier durchgeführten Versuchen häufig mehr als zwei Momentenmaxima gibt, kann das Herausbrechen der Deflektoren weder die Ursache, noch eine zu korrelierende Größe sein. Bei der Untersuchung der Kugelgewindetriebe nach Versuchsende zeigten sich keine heraus gebrochenen Umlenkstücke.

Fraglich ist, ob für beide Versuchsreihen eine gleich lautende Erklärung die Ursache des Temperaturanstiegs ist. Ursächlich für die Temperaturanstiege müssen Änderungen der Reibleistung sein. Als mögliche Orte hierfür kommen die Kontaktstellen im Kugelgewindetrieb in Frage. Die in den Kontaktstellen auftretende Reibleistung verändert sich während des Versuches durch Oberflächenveränderungen, Veränderungen im Schmierstoff, Schmutz und Abrasivstoffe sowie Materialabtrag. Die Reibleistung kann sich verändern wenn die Kinematik der Kugelbewegung gestört wird und größere Gleitanteile (Makroschlupf) auftreten. Sie kann sich ebenfalls verändern, wenn die zwischen den Kugeln existierenden Kontaktkräfte ansteigen. Im Extremfall kann dies zu Makroschlupf führen. Unter den vorgenannten Ursachen kommen als Erklärung nur die in Frage, die

weitgehend reversibel sind, da die Temperaturen bzw. Momente nach den Maxima bis in den Bereich der Ausgangswerte zurückfallen.

Folglich bleiben als Ursache nur eine gestörte Kugelkinematik (Makroschlupf) und der Anstieg der Kontaktkräfte im Kugel/Kugel-Kontakt in Frage. Beides geht häufig mit einander einher. In die Überlegungen gehen insbesondere die Betrachtungen von Golz zum Kräftegleichgewicht einer Kugel ein, die in Abschnitt 2.1.5 dargestellt wurden. Die Bedingungen unter denen Makroschlupf auftreten kann, wurden in Abschnitt 4.4.1.2 formuliert. Es ist jedoch davon auszugehen, dass die vorliegenden Beschleunigungen alleine nicht ausreichen, um das Phänomen des Reibungsanstieges durch beschleunigungsinduzierten Makroschlupf zu erklären, da dieser dann Zyklus für Zyklus ständig auftreten müsste. Es sei hier noch einmal auf die von Haberkern als allgemein anerkannte Grenze von 120 Kugeln je Umlauf hingewiesen, die von den hier verwendeten Kugelgewindetrieben mit 122 Kugeln leicht überschritten wird.

Es wird bisweilen davon gesprochen, und die praktische Erfahrung zeigt dies besonders bei vertikal eingebauten Kugelgewindetrieben, dass zyklischer Betrieb die Verdichtung der Kugelschleife begünstigt und es zur Berührung der Kugeln kommt. Tritt dieses Phänomen ein, so erhöht sich die Reibung des Systems und die Entstehung von Makroschlupf wird begünstigt.

Werden die vorgenannten Überlegungen auf die Beobachtungen von Jarosch angewendet, so ist zu erwarten, dass in den Phasen der Temperaturmaxima zwischen den Kugeln größere Kontaktkräfte gewirkt haben, die auf Grund der gebogenen Form der Kugelkanäle in den Umlenkstücken zu einer gesteigerten Beanspruchung führten. Diese Beanspruchung könnte zum Herausbrechen geführt haben.

Damit der Prozess reversibel ist und die Reibung nach einer begrenzten Zeitdauer zurückgeht, muss die verdichtete Kugelschleife eine Auflockerung erfahren. Es ist anzunehmen, dass die Auflockerung der Kugelschleife durch die kinematisch unbestimmte Bewegung der Kugeln beim Austritt aus dem Rückführsystem zufällig eintritt oder eben nicht.

Unter der Voraussetzung, dass zwischen den Kugeln in der Laufrille kein Zwischenraum besteht und diese ohne nennenswerte Kontaktkraft aneinander anliegen, kann es dennoch unter einwirkender Axiallast zur Reibungserhöhung kommen. Durch die von der Kugel zwischen Spindel und Mutter übertragene Kraft verformt sich die Kugel. Betrachtet man die Kontaktstellen zu den Laufbahnen als Pole, so nimmt der Kugeldurchmesser in der Äquatorialebene zu. Dies führt zur Erhöhung der Kontaktkräfte zwischen den Kugeln und somit zur Erhöhung der Reibung. Ein denkbare Ausweichen der Kugeln ist nicht möglich ohne die Kinematik zu stören und wiederum erhöhte Reibung hervorzurufen.

Es ist bekannt, dass sich im Kugelgewindetrieb unter Last auf Grund der elastischen Deformation die Kontaktwinkel verändern und folglich eine Veränderung des effektiven Wälzkreisdurchmessers eintritt. Da die Last im Kugelgewindetrieb nicht homogen auf die Kugeln aufgeteilt wird, ergibt sich für jede Kugel ein anderer effektiver Wälzkreisdurchmesser. Es ist denkbar, dass sich hieraus eine kinematische Blockade entwickeln kann, insbesondere bei gleichbleibenden Zyklen mit Vorfahrt unter Last und nahezu lastfreier Rückfahrt.

5.3.2.2 Werkstofftechnische Untersuchung der Prüfkörper

Die Kugelgewindetriebe S06 und S07 wurden einer werkstofftechnischen Analyse unterzogen, um weitere Erkenntnisse über die eintretenden Veränderungen an den tribologisch beanspruchten Oberflächen und oberflächennahen Bereichen zu gewinnen.

Bei makroskopischer Betrachtung zeigen sich fertigungsbedingte Längsrillen (besonders an der hartgedrehten Mutter) und Verfärbungen, wobei die Verfärbungen der Laufflächen des Prüfkörpers S06 intensiver und unregelmäßiger sind, siehe Abbildung 61. An den in Abbildung 62 dargestellten Kugeln sind zusätzlich Grübchen und Furchen feststellbar, wobei die Grübchen an den Kugeln aus Prüfkörper S07 bis zu einer Größenordnung größer sind.

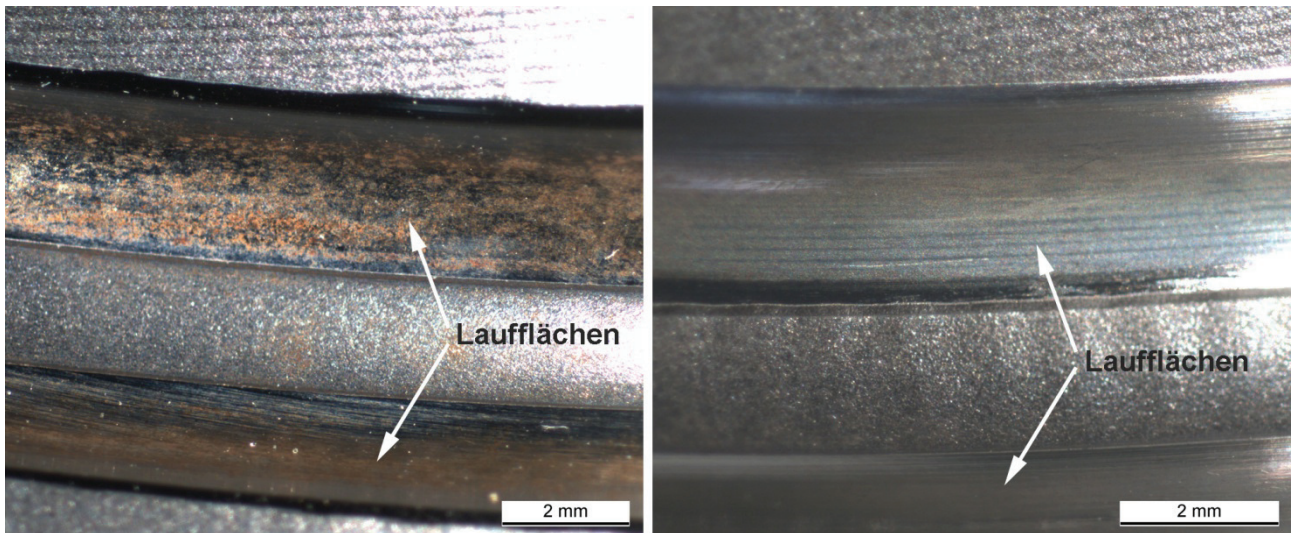


Abbildung 61: Laufflächen der Muttern S06 (links) und S07

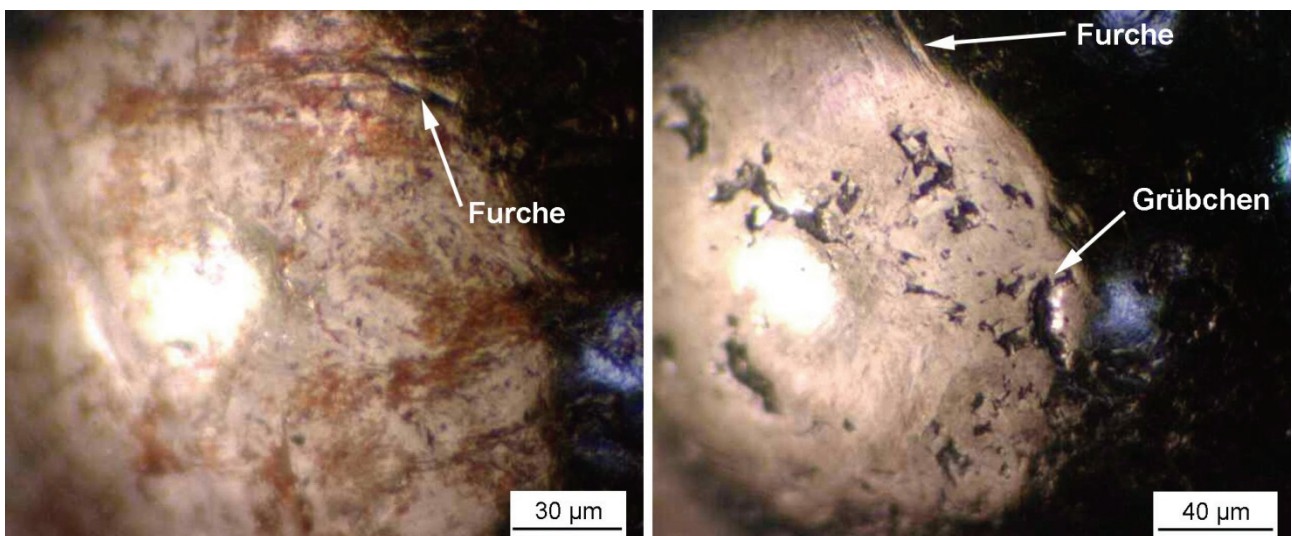


Abbildung 62: Kugeln aus S06 (links) und S07

Die Untersuchung mittels Raster-Elektronen-Mikroskopie (REM) zeigte für die Spindel des Prüfkörpers S06 Beläge, die Ausbrüche und Risse aufweisen, zusätzlich sind eine leichte Furchung der Beläge sowie das Anhaften von Partikeln festzustellen. Die Beläge weisen bei Analyse mit energiedispersiver Röntgenanalyse (EDX) neben Eisen einen höheren Gehalt an Kohlenstoff und Sauerstoff auf, während die Partikel neben Eisen Kohlenstoff und Chrom enthalten. In Abbildung 63 sind die Messbereiche der EDX-Analyse durch die blauen Rechtecke gekennzeichnet.

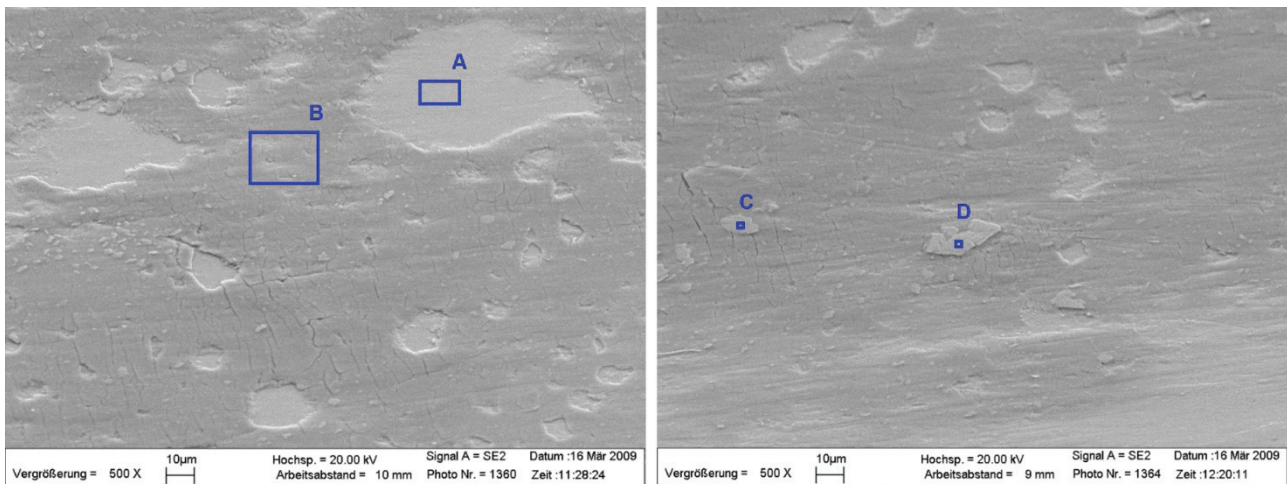


Abbildung 63: Spindellaufflächen S06, ohne Belag (A), Belag (B), Partikel (C,D)

Die Analyse der Laufflächen der Mutter aus Prüfkörper S06 zeigt fertigungsbedingte Längsriefen (hartgedreht) und ebenfalls unregelmäßige Beläge, die im Vergleich zum Grundwerkstoff laut EDX-Analyse höhere Anteile an Kohlenstoff und Sauerstoff aufweisen. Vereinzelt wurden auch Furchen festgestellt, die nicht parallel zu den fertigungsbedingten Riefen verlaufen, vergleiche Abbildung 64.

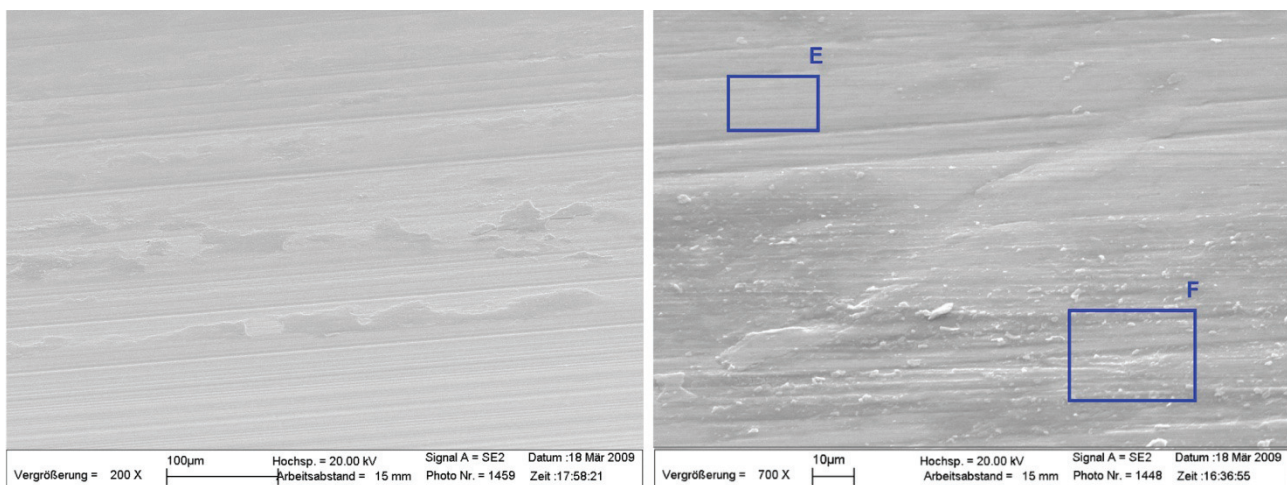


Abbildung 64: Mutterlaufflächen S06 mit Belägen und Furche (rechts)

Die REM-Analyse der Kugeln aus Prüfkörper S06 zeigte die schon makroskopisch festgestellten Furchen, Grübchen (Ausbrüche) und Beläge. Einige der Furchen scheinen von Ausbrüchen auszugehen. Darüber hinaus sind Mikrorisse erkennbar, die einzeln oder als mehrere halbkreisförmige Risse hintereinander auftreten, Abbildung 65.

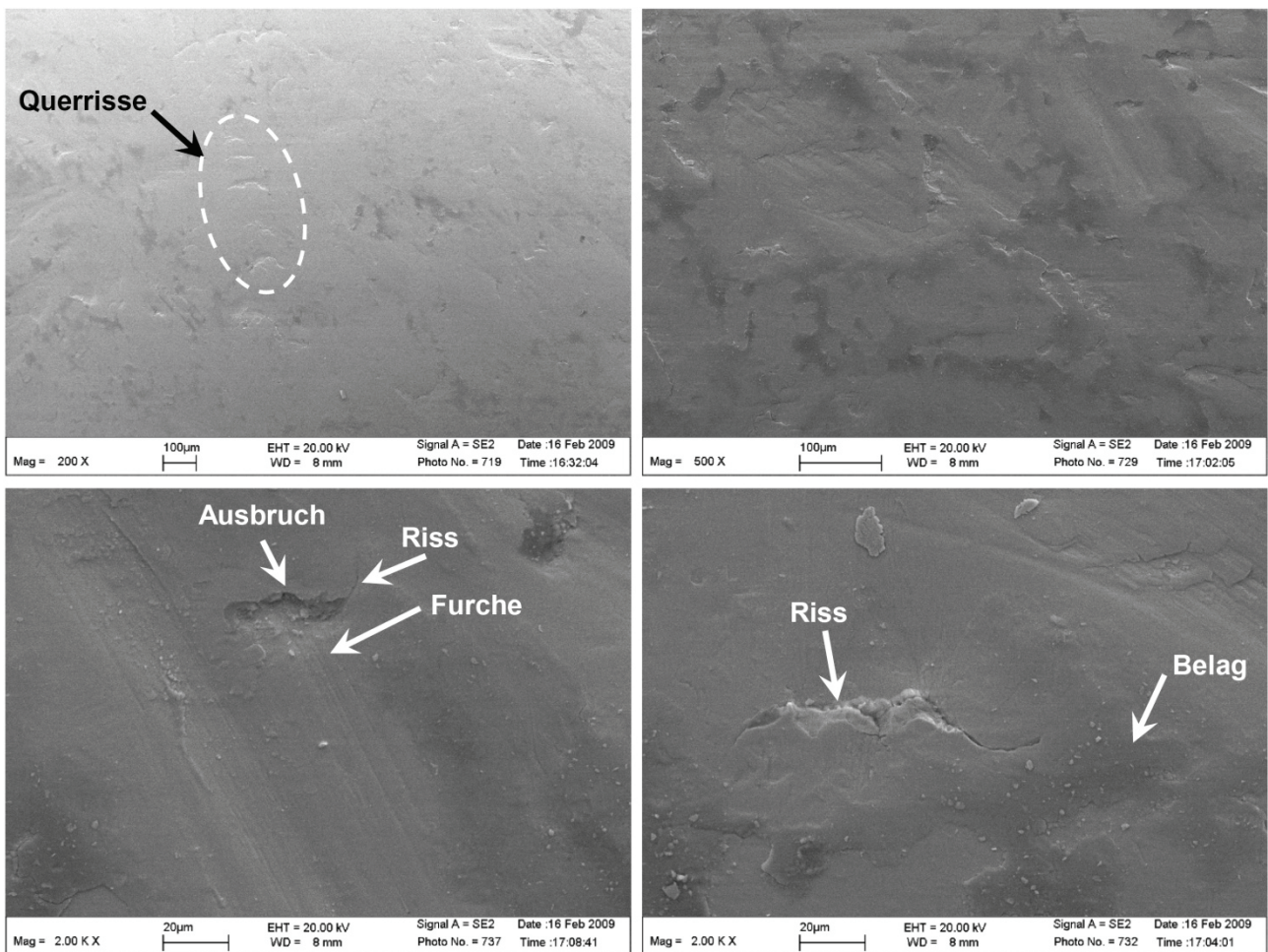


Abbildung 65: Kugeln aus S06 mit Rissen, Ausbrüchen, Furchen, Querrissen und Belägen

Die Kugeln aus Prüfkörper S07 zeigen ebenfalls Furchen und Ausbrüche, jedoch ist hier eine höhere Anzahl von Mikrorissen erkennbar, siehe Abbildung 66. Beläge konnten im Raster-Elektronen-Mikroskop nicht festgestellt werden. Einige Oberflächenbereiche zeigen eine schuppige Struktur, die auf eine Verformung des Werkstoffs hindeutet.

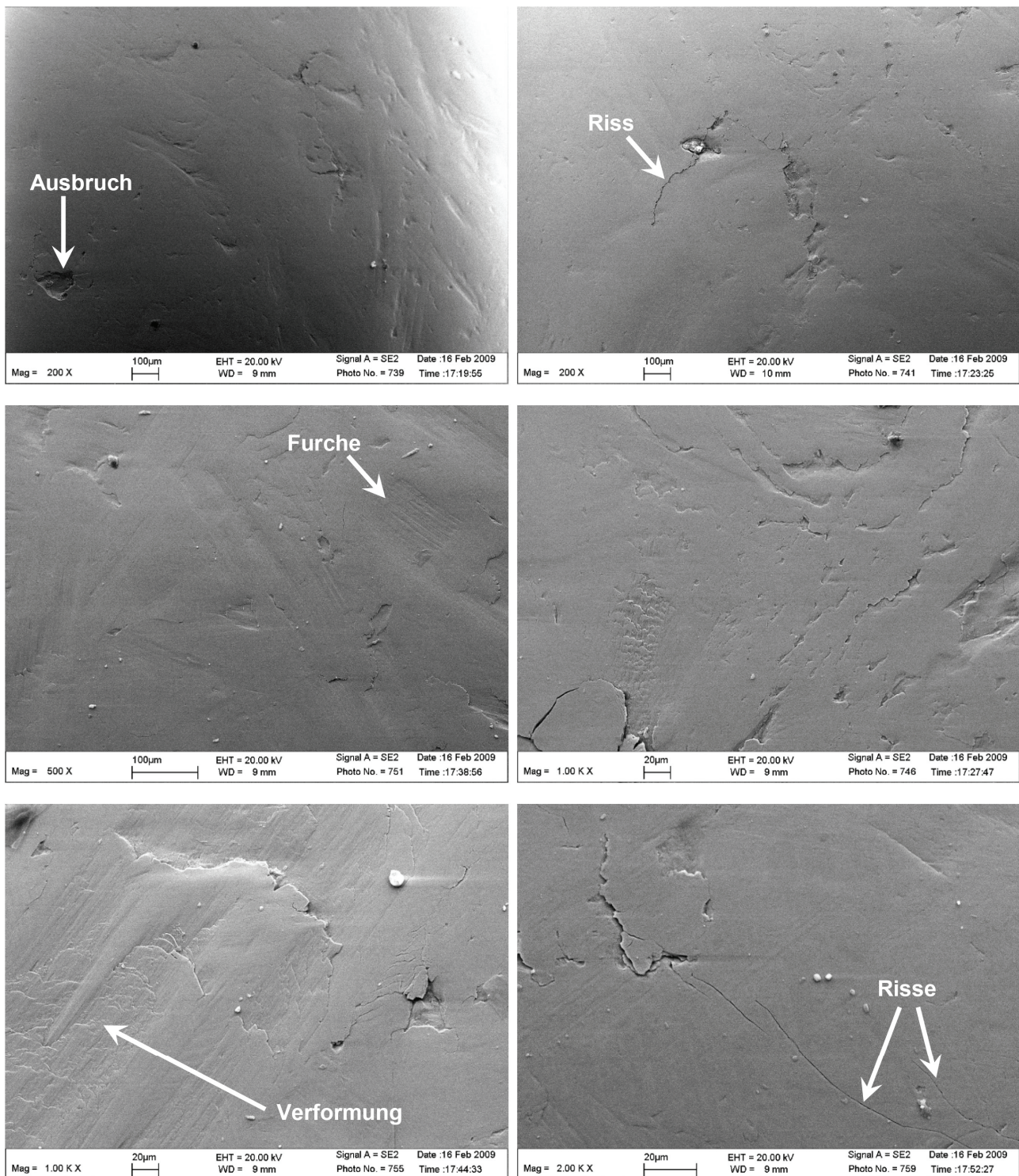


Abbildung 66: Kugeln aus S07 mit Ausbrüchen, Rissen, Furchen und Verformungen

Lichtmikroskopische Aufnahmen von Querschliffen – poliert und geätzt – der Kugeln aus Kugelgetriebe S06 zeigen an der Lauffläche in den meisten Bereichen eine helle strukturlose Zone mit einer Dicke von bis zu 10 µm. Hier ist in einigen Fällen eine Zeiligkeit zu erkennen, wobei die Streifen wellenförmig parallel zur Oberfläche verlaufen. Darauf folgend zeigt sich bis zu einer Tiefe von etwa 50 µm eine dunkler angeätzte Schicht, die stellenweise eine unter der Oberfläche beginn-

nende Zeiligkeit aufweist, deren Streifen unter einem Winkel von 20-30° ins Werkstoffinnere verlaufen. Sowohl an, als auch unter der Oberfläche sind Risse zu erkennen, Abbildung 67.

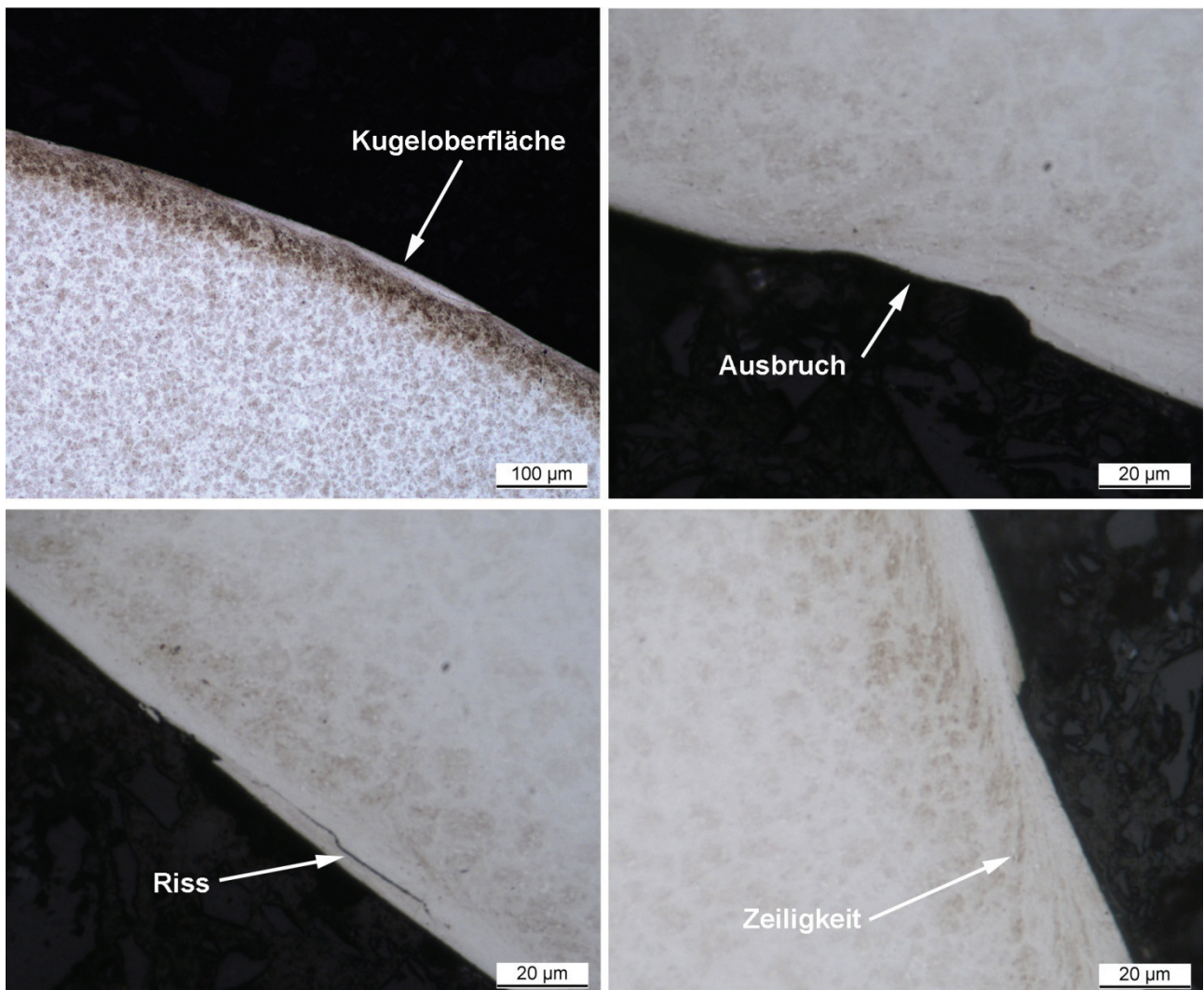


Abbildung 67: Querschliffe der Kugeln aus S06

Die Kugeln aus Kugelgewindetrieb S07 zeigen teilweise an der Oberfläche helle, strukturlose Bereiche. Darauf folgt ein dunkel angeätzter Bereich mit einer Erstreckung von 60 – 70 µm. Die Zeiligkeit ist hier deutlicher ausgeprägt als bei den Kugeln aus Prüfkörper S06. Neben Rissen an und unter der Oberfläche sind auch Ausbrüche zu erkennen, siehe Abbildung 68.

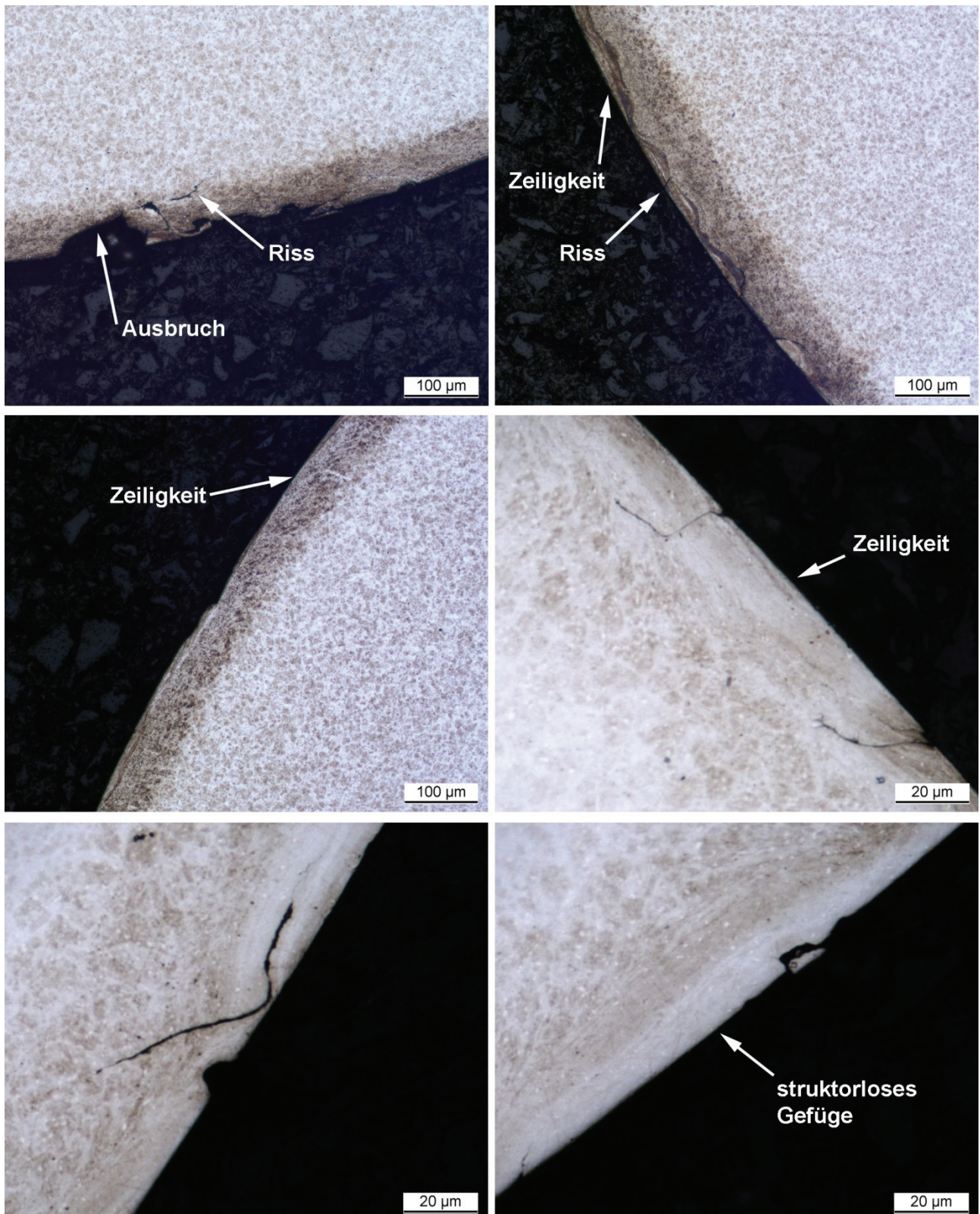


Abbildung 68: Querschliff der Kugeln aus S07

Im Lieferzustand gleichartig präparierte Kugeln zeigen weder einen strukturlosen hellen Bereich an der Oberfläche, noch eine dunkel angeätzte Zone direkt darunter.

Das dunkel verfärbte Schmierfett lässt mit bloßem Auge metallisch glänzende Partikel erkennen. Unter dem Lichtmikroskop sind dunkle – wenige μm große - und helle – bis zu $50\ \mu\text{m}$ große – Partikel erkennbar, wobei die hellen Partikel eine stark ausgefranzte, unregelmäßige und von Rissen durchzogene Form aufweisen, die auf Grund der guten Fokussierbarkeit als flächig oder schuppenartig vermutet werden darf, siehe Abbildung 69.

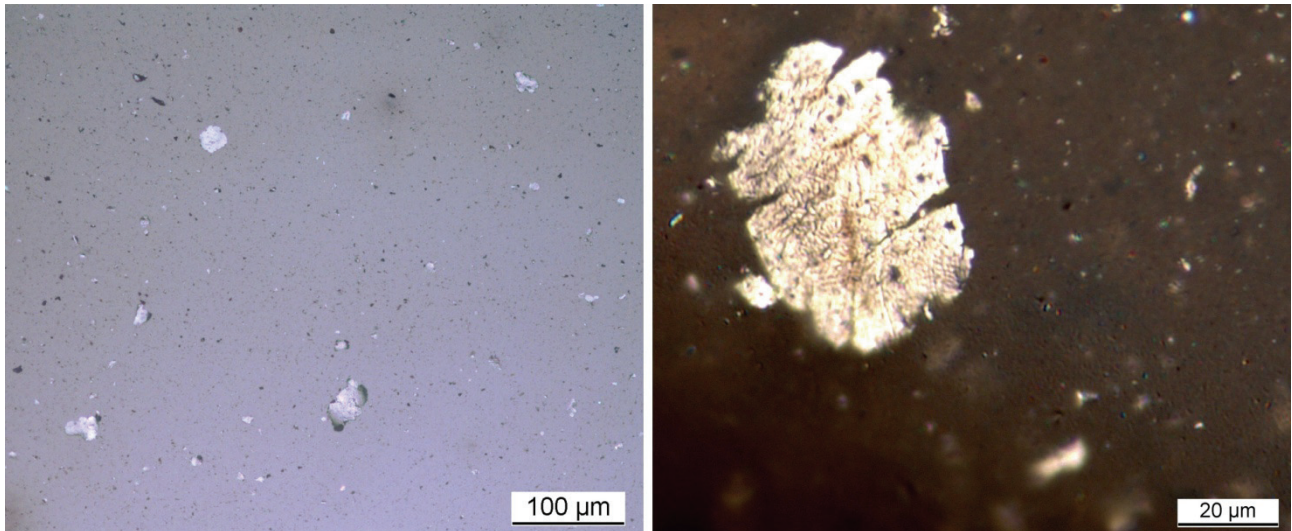


Abbildung 69: Schmierfett aus S06 mit Partikeln

5.3.2.3 Diskussion der werkstoffkundlichen Untersuchungsergebnisse

Bei den rot-braunen Belägen an den Laufflächen, für die mittels energiedispersiver Röntgenanalyse ein erhöhter Gehalt an Kohlenstoff und Sauerstoff ermittelt wurde, handelt es sich möglicherweise um tribochemische Reaktionsschichten oder überhitztes Schmierfett.

An den Spindeln und Muttern der Prüfkörper sind nur wenige flache Furchen zu erkennen. Diese lassen auf Gleitbewegungen unter hoher Last schließen. Abgesehen davon zeigen ausschließlich die Kugeln Verschleißerscheinungsformen (Grübchen, Risse, Furchen), so dass auch auf Grund des festgestellten Chromgehaltes von etwa einem Prozent, ihrer Form und ihrer Größe anzunehmen ist, dass die metallisch glänzenden Partikel im Wesentlichen von den Kugeln stammen. Die kleineren, dunkel erscheinenden Partikel könnten Verunreinigungen, Ausbrüche aus den Belägen auf den Oberflächen von Kugeln, Mutter und Welle, sowie oxidierte metallische Partikel sein.

Die in den Querschliffen der Kugeln aus den Prüfkörpern festgestellte dunkel angeätzte Zone unter der Oberfläche weist auf eine deutliche plastische Verformung des Werkstoffes in diesem Bereich hin [Sch08, Vos80]. Die erkennbare Zeiligkeit könnte auf Grund ihrer Ausrichtung auf die beginnende Entstehung sogenannter flacher weißer Bänder hindeuten. Typischerweise entstehen diese bei Wälzlagern erst nach sehr vielen Überrollungen, jedoch können zusätzliche Gleitbewegungen – diese sind beim Kugelgewindetrieb auf Grund seiner Kinematik unvermeidbar – eine frühere Entstehung begünstigen [Sch08]. Die nach dem Ätzen hell erscheinenden Bereiche direkt an der Oberfläche der belasteten Kugeln weisen, abgesehen vom Vorhandensein von Ausscheidungen, meist ein strukturloses Gefüge auf. Diese white etching areas genannten Bereiche deuten auf die Existenz von Reibmartensit hin. Die Bildung von Reibmartensit führt zu einer deutlichen Versprödung der Werkstoffoberfläche, was die Entstehung und den Fortschritt von Oberflächenrissen begünstigt. Insgesamt ist anhand des Gefüges der Kugeln aus beiden untersuchten Kugeltrieben an-

zunehmen, dass der Werkstoff stark überlastet wurde. Die halbkreisförmigen Querrisse und Oberflächenschuppen, sowie die vorhandenen Furchen weisen auf eine zumindest zeitweise gleitende Relativbewegung der Kontaktkörper unter hoher Flächenpressung hin, die über den zu erwartenden kinematisch bedingten Mikroschlupf im Kugel/Laufbahn-Kontakt hinausgeht.

5.3.2.4 Schlussfolgerungen aus den Versuchs- und Untersuchungsergebnissen

Die in Abbildung 59 dargestellten Lauflächenbilder aus Versuch S06 legen die Vermutung nahe, dass die Beläge in den Phasen des erhöhten Drehmomentes entstehen. Der Versuch S06 wurde zu Beginn der Ausprägung einer Phase erhöhten Drehmomentes gestoppt. Es ist davon auszugehen, dass die entstandenen Beläge deshalb nicht so sehr wie bei den anderen Versuchen durch nachfolgendes Überrollen abgetragen wurden.

In Abschnitt 5.3.2.1 wurde auf Grund der aufgezeichneten Prozessdaten bereits die Vermutung geäußert, dass sich die Kugelschleife verdichtet und es so zur Erhöhung der Reibung kommt. Die werkstofftechnische Untersuchung stützt die Vermutung, dass sich die Kugeln gegenseitig schädigen, da weder Spindel noch Mutter – abgesehen von einigen flachen Furchen – bedeutende Verschleißerscheinungsformen aufweisen.

Damit sich die Kugeln gegenseitig schädigen können, ist ein Kontakt oder EHD-Kontakt der Kugeln zueinander notwendig. Dieser Kontakt kann nur bei einer Verdichtung der Kugelschleife eintreten, bei der die stochastisch verteilt zu erwartenden Abstände der ungeführten Kugeln (kein Käfig, keine Distanzstücke) gegen Null gehen. Es ist darüber hinaus zu vermuten, dass für die beobachtete hohe Verschleißgeschwindigkeit neben dem Kontakt auch ein erheblicher Kontaktdruck erforderlich ist. Auf Grund der Kontaktgeometrie im Kugel/Kugel-Kontakt führen bereits verhältnismäßig geringe Kontaktkräfte zu erheblichen Flächenpressungen. Mögliche Ursachen für die Entstehung der Kugel/Kugel-Kontaktkräfte wurden bereits in Abschnitt 5.3.2.1 angegeben. In Folge des vermuteten mit Kraft beaufschlagten Reibkontaktes der Kugeln untereinander, ist die Entstehung der hell angeätzten Bereiche an den Oberflächen der Kugeln nachvollziehbar, die auf die Bildung von Reibmartensit hindeutet. Die entstehende Oberflächenschicht ist typischerweise gekennzeichnet von hoher Härte und geringer Zähigkeit, was die Entstehung und das Wachstum von Rissen begünstigt.

An den untersuchten Kugeln zeigen sich neben den Furchen (Abrasion) Risse und Grübchen, die im Wesentlichen Verschleißerscheinungsformen der Oberflächenzerrüttung sind. Die im Schmierfett gefundenen metallisch glänzenden Partikel werden vermutlich bei der Bildung der Grübchen von den Kugeln abgetrennt. Auf Grund ihrer Größe führen die Partikel im weiteren Betrieb zur Furchung (Abrasion).

5.3.2.5 Ausfallkriterien für Kugelgewindetriebe an Kunststoffverarbeitungsmaschinen

In der heutigen Betriebspraxis werden Kugelgewindetriebe an Kunststoffverarbeitungsmaschinen bezüglich ihres Zustandes nicht überwacht. Folglich kommt es häufig zu unerwarteten kurzfristigen Ausfällen, da die Verschleißgeschwindigkeit ab dem Zeitpunkt des Hörbarwerdens des Schadens für den Maschinenbediener bereits so hoch ist, dass zumeist nur noch kurze Restlaufzeiten gegeben sind.

Für die Zustandsüberwachung von Serienmaschinen in der Produktion ist es aus Kostengründen wünschenswert, ohne zusätzliche Sensoren auszukommen. Ein Lösungsansatz hierfür ist die Auswertung der Antriebsdaten, insbesondere der im Frequenzumrichter vorhandenen Daten.

Im Gegensatz zu Werkzeugmaschinen ist es beim Einsatz von Kugelgewindetrieben an Einspritz- oder Schließachse einer Spritzgießmaschine nicht erforderlich Spielfreiheit sicher zu stellen. Oft werden sogar Kugelgewindetriebe mit Spiel verbaut. Aus diesem Grund ist die Steifigkeitsänderung, bzw. die Nachgiebigkeitsänderung des Kugelgewindetriebes – wie sie von Imiela in [Im06] beschrieben wird – für Spritzgießmaschinen nicht als Ausfallkriterium anwendbar. Denkbar ist die Methode so zu modifizieren, dass die Spielzunahme im Kugelgewindetrieb bewertet wird. Die Anwendbarkeit der Methode erfordert die Verwendung von hochgenauen und kostenintensiven Sensoren, erlaubt jedoch vorteilhafter Weise die Umrechnung der Spielzunahme in Materialabtrag.

Neben dem Motormoment werden vom Prüfstand für Kugelgewindetriebe weitere Messdaten aufgezeichnet, die für die Bestimmung des Ausfallzeitpunktes des Kugelgewindetriebes genutzt werden können. Die Temperatur an der Außenseite der Mutter ist in Verbindung mit der Umgebungstemperatur ein integrales Maß für die eingebrachte Reibarbeit, welche mit zunehmendem Verschleiß des Kugelgewindetriebes ansteigt. Im Rahmen der durchgeführten Versuche hat sich gezeigt, dass insbesondere die Muttertemperatur gut geeignet ist, um das Lebensdauerende bei zyklischen Prozessen zu bestimmen. Darüber hinaus hat sich gezeigt, dass ein dauerhafter Anstieg des gemittelten Motormomentes ein geeigneter Indikator ist. Beiden ist jedoch gemeinsam, dass sie erst dann ausschlagen, wenn die Schädigung bereits weit fortgeschritten ist und ein Ausfall kurz bevorsteht.

Bei den durchgeführten Untersuchungen stehen weder die Praxistauglichkeit für Betriebsüberwachung an Serienmaschinen, noch die Kosten der Diagnosemethode im Vordergrund, sondern die frühzeitige Erkennung von Schädigungen. Basierend auf den guten Erfahrungen mit der Betriebsüberwachung und Diagnose von Wälzlagern wurde der Prüfstand mit Körperschallsensoren ausgerüstet.

5.3.2.5.1 Körperschallanalyse

Die zu analysierenden Körperschallsignale wurden mit Sensoren erfasst, die außen auf der Mutter befestigt wurden. Hierzu wurde die zylindrische Außenflächen der Mutter abgeflacht. Zum Einsatz kamen 2 Sensoren des Typs 4371 und Messverstärker des Typs 2653 von Bruel & Kjaer. Die -3dB Amplituden-Grenzfrequenz der Sensoren liegt bei ca. 20 kHz. Abgetastet wurden die Signale mit 60 kHz, um das Nyquist-Kriterium nicht zu verletzen. Anschließend erfolgte eine digitale Filterung mit einem Tiefpassfilter, welcher eine Durchlassfrequenz von 20 kHz aufweist. Zusätzlich wurde an einer Linearführung der beweglichen Platte des Prüfstandes ein Körperschallsensor befestigt. Dieser diente dazu, die von der Linearführung gegebenenfalls eingestreuten Frequenzen aus dem an der Mutter gemessenen Frequenzspektrum bei Bedarf herausfiltern zu können. Während der Versuche zeigte sich, dass die von der Linearführung eingestreuten Schwingungen auf Grund ihrer geringen Amplitude keine bedeutende Auswirkung auf die an der Mutter gemessenen Signale haben. In Abbildung 70 ist der Verlauf des Körperschallsignals nach erfolgter Filterung für Spindel 05 nach ca. 2 Stunden Versuchsdauer zu sehen. Die drei Bereiche, in denen die Amplitude deutlich erhöht ist, entsprechen der Vorschubphase des Prüfzyklus, welcher unter Last erfolgt. Für die Auswertung im Frequenzbereich wurde innerhalb dieser Bereiche der Abschnitt mit konstanter Vorschubgeschwindigkeit ausgewählt.

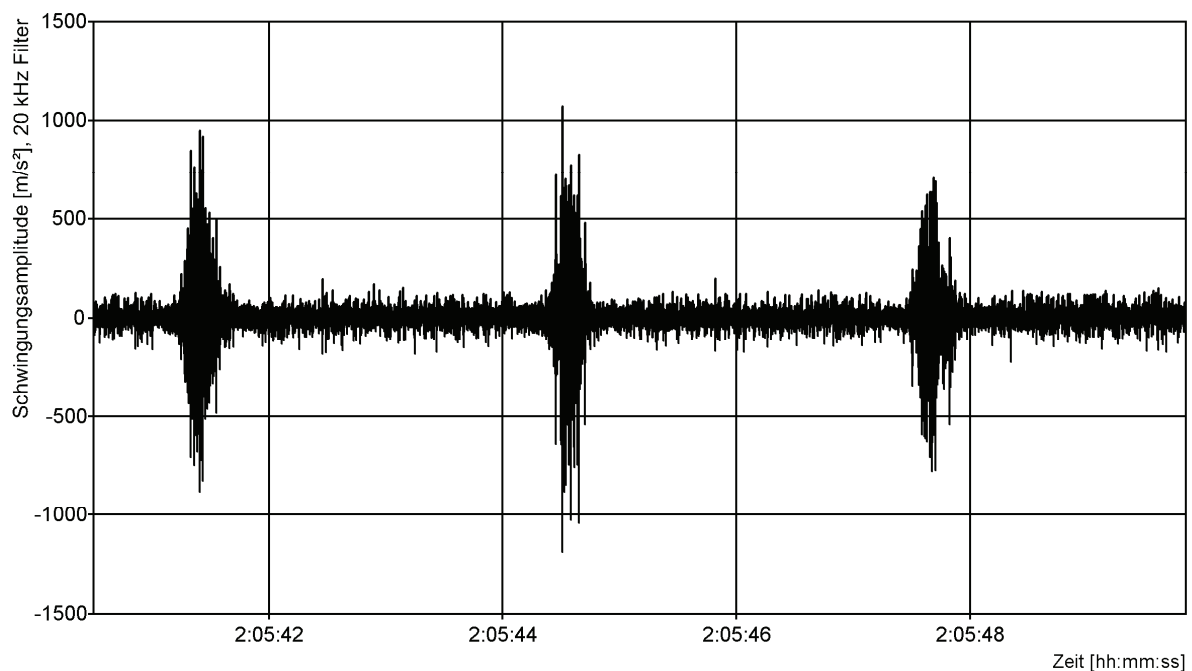


Abbildung 70: Schwingungssignal Spindel S05, X-Richtung

Die Überführung des gefilterten Zeitsignals in den Frequenzbereich erfolgt mittels eines Lomb-Scargle-Periodogramms, dessen Ergebnisse denen einer Fourier-Transformation sehr ähneln. Es wird stets die Amplitudennormierung verwendet, welche besonders gut geeignet ist, um Spitzen im Frequenzspektrum zu erkennen. In den nachfolgenden Abbildungen wird zur besseren Übersichtlichkeit bei mehreren Graphen in einem Diagramm stets die Hüllkurve des Spektrums dargestellt.

In Abbildung 71 sind die Spektren kurz vor und kurz nach dem ersten ausgeprägten Momentenmaximum sowie kurz nach Prüfbeginn aus Versuch S05 dargestellt, siehe auch Abbildung 57. Hierzu muss angemerkt werden, dass die Erfassung der Körperschallsignale in Intervallen von 600 Zyklen erfolgte, um nicht zu große Datenmengen zu erzeugen. Aus diesem Grunde hat es sich zufällig ergeben, dass für den Bereich des Momentenmaximums keine Messung erfolgte. Für alle drei Spektren können drei ausgeprägte Spitzen festgestellt werden, die sich bei ca. 240, 1208 und 2080 Hz zeigen und gegenüber den benachbarten Frequenzen deutlich abgrenzen. Im höherfrequenten Bereich zeigen sich weniger ausgeprägte, abgegrenzte Spitzen, sondern zwei Bereiche von 3800 Hz bis 7000 Hz und von 7000 Hz bis 12600 Hz, die vor und nach dem Momentenmaximum durch stark erhöhte Amplituden auffallen.

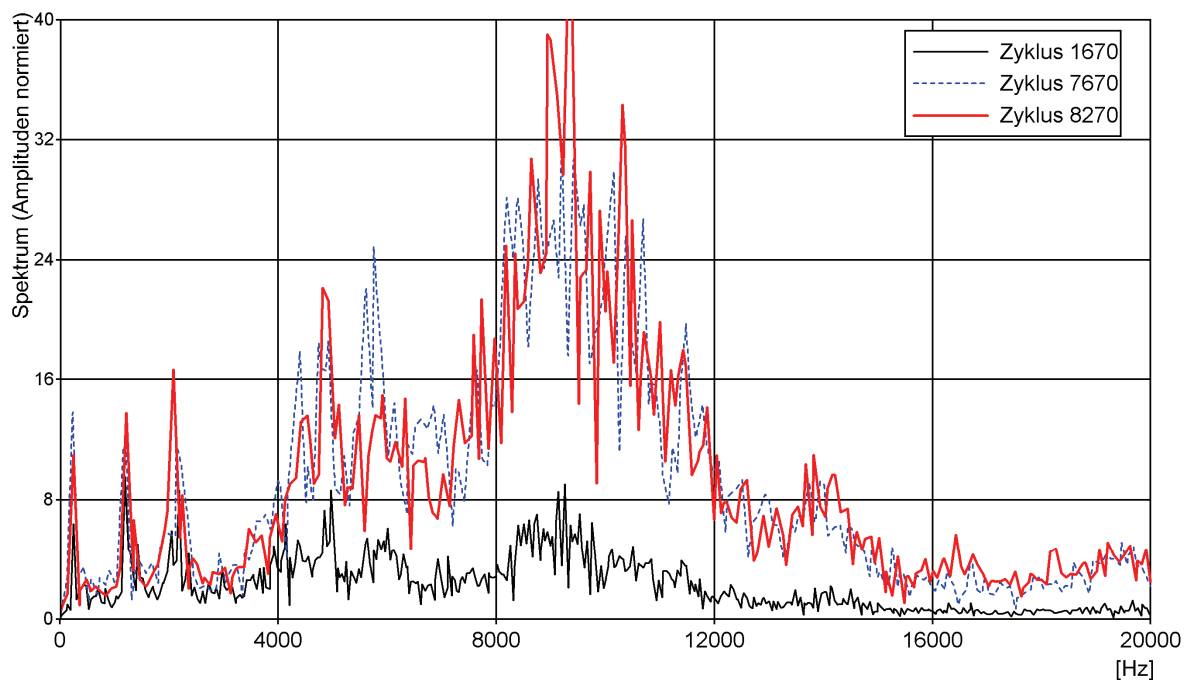


Abbildung 71: Hüllkurve der Frequenzspektren, Max 1; Spindel S05

In Abbildung 72 sind zwei Spektren vor dem zweiten Momentenmaximum und eins danach dargestellt. Bereits deutlich vor dem Momentenmaximum zeigen sich für Zyklus 11270 deutlich größere Amplituden. Zyklus 12470, welcher gemäß Abbildung 57 direkt nach dem Momentenmaximum erfolgt, zeigt bereits wieder Schwingungspegel, die in ähnlicher Größe bereits vor dem zweiten Momentenmaximum vorliegen. Auch hier zeigen sich die drei deutlich abgegrenzten Spitzen bei ca. 240, 1208 und 2080 Hz sowie die beiden Bereiche mit breiten Maxima im höherfrequenten Bereich.

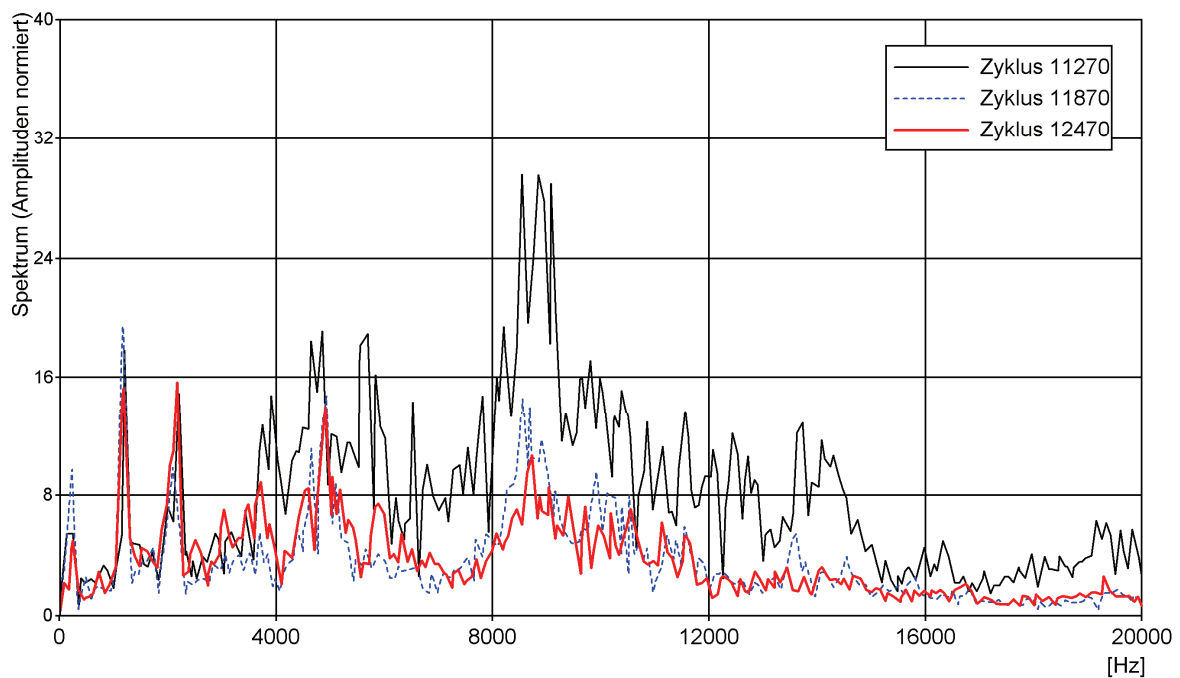


Abbildung 72: Hüllkurve der Frequenzspektren, Max 2, Spindel S05

Einen Vergleich der Spektren zu Beginn des Versuches und nach dem zweiten Momentenmaximum zeigt Abbildung 73. Erkennbar ist, dass Zyklus 12470 im Schnitt etwas größere Amplituden zeigt, jedoch recht nahe bei den Werten für Zyklus 1670 liegt. Im Bereich zwischen 2500 Hz und 4000 Hz ist bei Zyklus 12470 ein Bereich mit drei Spitzen erkennbar, die überproportional stark ausgeprägt sind. Zwei der Spitzen sind für Zyklus 1670 praktisch nicht als solche erkennbar.

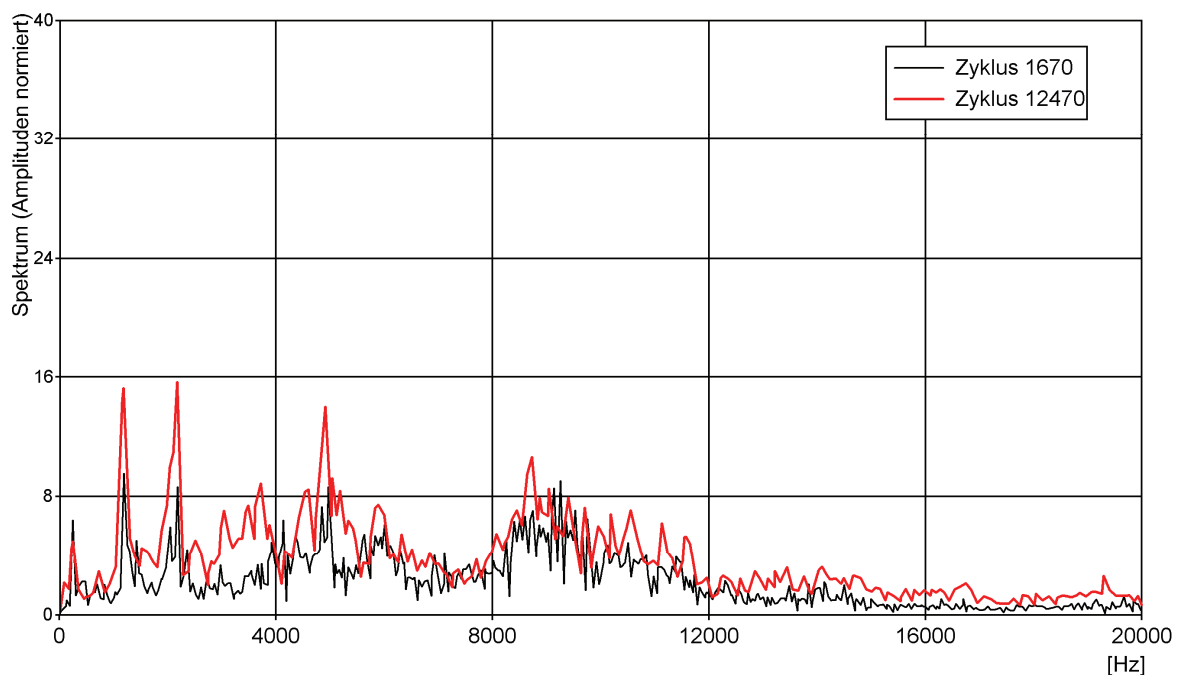


Abbildung 73: Vergleich zweier Hüllkurven der Spektren, Spindel S05

Einen Überblick über den Versuchsverlauf und die Veränderungen im Frequenzspektrum gibt die nachfolgende Abbildung. Bei der Interpretation ist die Auflösung der Zyklenzahl von 600 Zyklen zu berücksichtigen. Diese bewirkt, dass das zweite Momentenmaximum in seiner vollen Ausprägung nicht abgebildet wird. Der weiß dargestellte Bereich beinhaltet Werte, die größer als das Maximum der Farbskala sind.

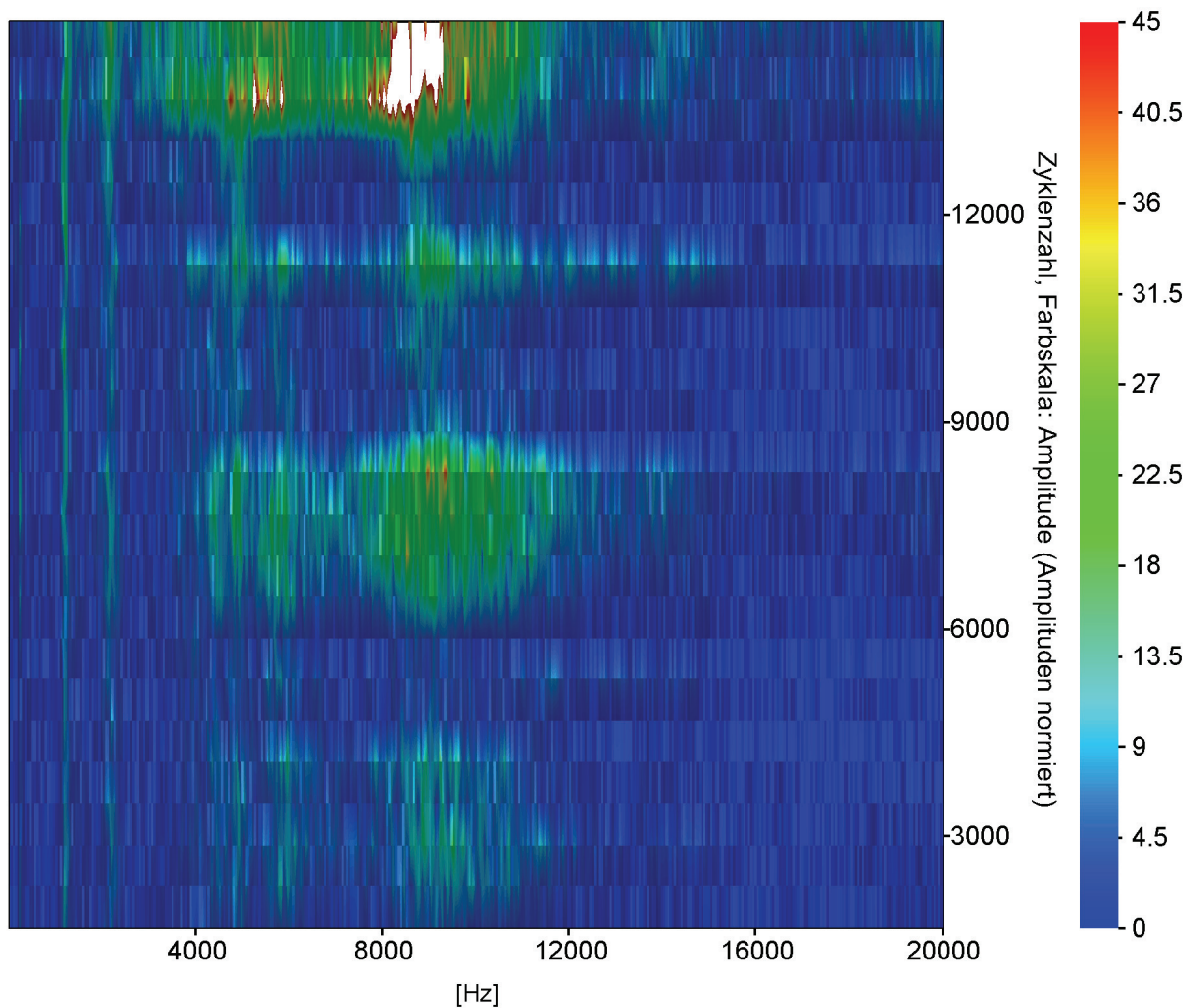


Abbildung 74: Entwicklung des Frequenzspektrums, S05

Der Frequenzausschnitt bis 4500 Hz ist in Abbildung 75 dargestellt. Deutlich zu erkennen sind die drei bereits weiter oben beschriebenen Frequenzbänder. Diese Frequenzbänder stellen sich zwar als nicht gänzlich unabhängig von der Anregung durch das Motormoment dar, so sind sie jedoch deutlich unabhängiger.

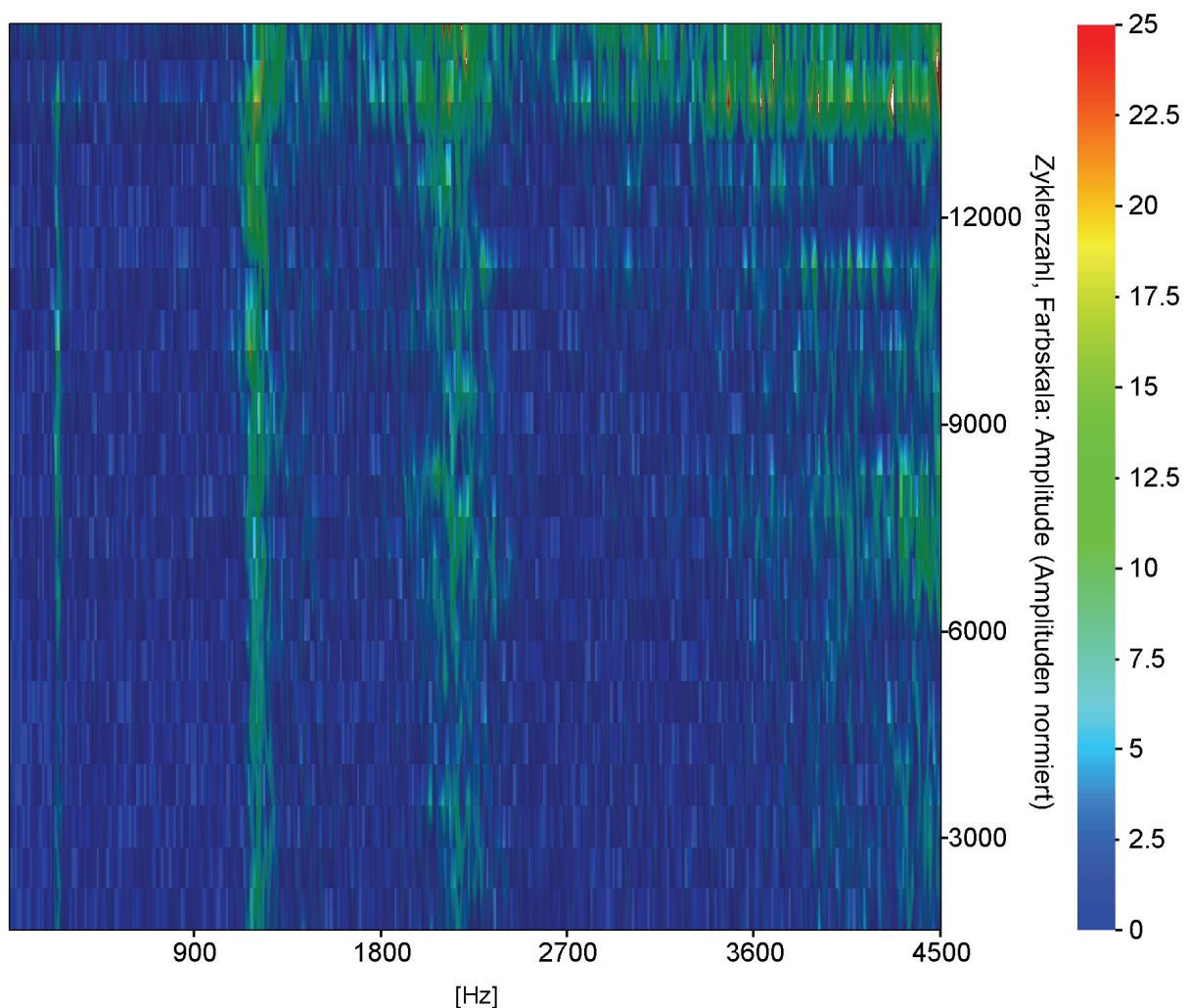


Abbildung 75: Ausschnitt des Frequenzspektrums , S05

Die Bewertung der Ergebnisse hinsichtlich der Eignung der Analyse des Körperschalls zur frühzeitigen Erkennung des Ausfalls ist auf Grund der Versuchsverläufe nur schwer möglich. Das auftretende Phänomen ausgeprägter Drehmomentspitzen bewirkt einen frühzeitigen und schnellen Verschleiß der untersuchten Kugelgewindetriebe, der untypisch ist.

In Abbildung 59 wurde das Verschleißbild anhand der Spindellaufbahnen dokumentiert und seine Entwicklung als in einem kurzen Zeitabschnitt stattfindend bestimmt. Fraglich ist, ob die Entstehung des dargestellten Verschleißbildes zu Veränderungen im Spektrum führt und ob sich diese Veränderungen erhalten oder wieder verschwinden. Bei der Beantwortung dieser Frage muss berücksichtigt werden, ob die im Frequenzspektrum sichtbaren Amplitudenänderungen hauptsächlich durch eine veränderte äußere Anregung (Motormoment) oder durch die eingetretene Schädigung hervorgerufen werden. Eine solche signifikante Veränderung tritt allenfalls im Frequenzbereich von 2500 bis 4000 Hz auf. Dies kann aus Abbildung 75 und Abbildung 73 entnommen werden, wenn man berücksichtigt, dass die Anregung (Motormoment, Abbildung 57) ähnlich hoch ist.

Der Kurtosis-Wert gibt die Wölbung eines Signales an und beschreibt, ob die Verteilung steiler (Werte > 3) oder flacher ist als die Gaußsche Normalverteilung (3). Für Wälzlager gibt Klein in [KI00] an, dass der Kurtosis-Wert für intakte Lager bei 3 liegt. Tritt eine verteilte Schädigung ein, so

steigt er auf 4-6 an. Diskrete Schäden lassen ihn stark anwachsen. Klein empfiehlt darüber hinaus den Trend zu betrachten und nicht ausschließlich die Absolutwerte zu berücksichtigen.

Hier wurde überprüft, ob sich der Kurtosis-Wert eignet, um Aussagen über die Schädigung von Kugelgewindetrieben zu treffen. Den ermittelten Verlauf für den Kurtosis-Wert gibt die nachfolgende Grafik für Spindel S05 an. Bereits zu Beginn des Versuches ist der Kurtosis-Wert starken Schwankungen unterlegen, was sich im Versuchsverlauf fortsetzt. In der Endphase des Versuchs ab ca. 14300 Zyklen, die durch starke Geräuschentwicklung bereits akustisch erkennbar ist, steigt der Kurtosis-Wert an, erreicht aber keine ausgezeichnete Höhe, die signifikant wäre. Die Eignung des Kurtosis-Wertes als Schädigungsindikator für Kugelgewindetriebe ist in den durchgeführten Versuchen nicht festgestellt worden. Dies kann durch den untypisch schnellen Verschleiß des Kugelgewindetriebes und der vermuteten starken gegenseitigen Schädigung der Kugeln untereinander begründet sein.

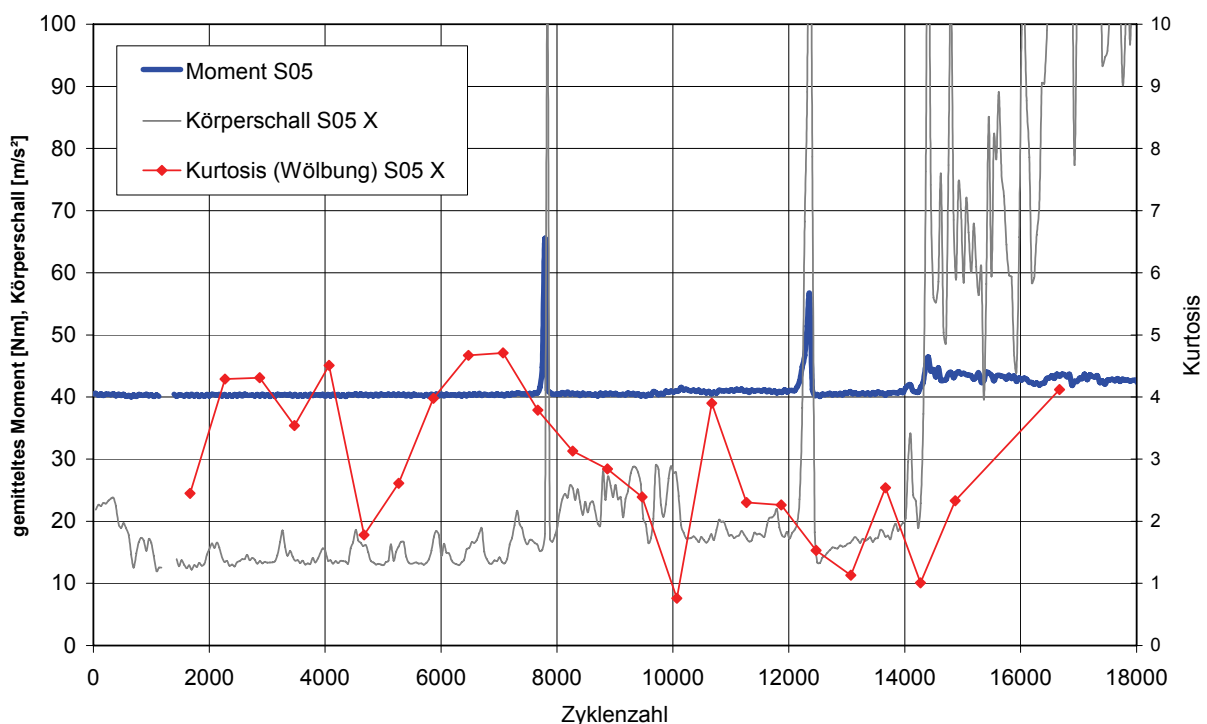


Abbildung 76: Entwicklung des Kurtosis-Wertes für Versuch S05

5.3.2.6 Einfluss der Prozessparameter

Die Bewertung des Einflusses der Prozessparameter (variiert wurden hier die maximale Beschleunigung und die Lasthöhe) gestaltet sich an Hand der durchgeführten Experimente schwierig – sofern die Allgemeingültigkeit angestrebt wird. Grund hierfür ist die untypisch kurze Lebensdauer der Kugelgewindetriebe, die, wie bereits dargestellt, durch die gegenseitige Schädigung der Kugeln untereinander bedingt ist. Für die hier durchgeführten Untersuchungen lässt sich feststellen, dass sowohl große Beschleunigungen, als auch hohe Lasten zu einer kürzeren Lebensdauer geführt haben.

5.4 Fazit der Versuchsreihe

Die Versuche haben das Phänomen der gegenseitigen Schädigung der Kugeln offenbart. Typische Verschleißmechanismen, die aus der Betriebspraxis bekannt sind, traten weder an den Spindeln noch an den Muttern im zu erwartenden Umfang auf. Hieraus muss geschlussfolgert werden, dass sich die durchgeführten Versuche nicht ohne Weiteres in die Praxis übertragen lassen und dass auf Grund der Versuchsergebnisse die praktische Eignung des erstellten Lebensdauerprognosemodells weder nahegelegt noch widerlegt werden kann. Aus heutiger Sicht erscheint es sinnvoll, weitere Versuche durchzuführen, bei denen folgende Aspekte zusätzlich Berücksichtigung finden:

Baugröße – Es erscheint sinnvoll, die Versuche in Zukunft trotz der Mehrkosten für größere Prüfkörper an Kugelgewindetrieben durchzuführen, die den Abmessungen der praktisch eingesetzten Kugelgewindetribe entsprechen. Dies betrifft neben dem Nenndurchmesser des Kugelgewindetribs auch den Durchmesser der Kugeln.

Bauform – Für die Versuche sollten Kugelgewindetribe eingesetzt werden, die in ihrer Bauform und Bauart typischen an Spritzgießmaschinen eingesetzten Schwerlast-Kugelgewindetrieben entsprechen. Dies betrifft insbesondere die Kontaktgeometrie (Schmiegungen) und die Art der Kugelrückführung. Die in den hier durchgeführten Versuchen eingesetzte Variante mit 122 Kugeln in einem gesamtumgelenkten System erscheint ungünstig.

Schmiersystem – Auch wenn in der Praxis verschiedenartige Schmiersysteme verbreitet sind, so ist allen gemein, dass auf Grund des kurz ausgeführten Hubes besondere Maßnahmen ergriffen werden, um alle Kugeln mit ausreichend Schmierstoff zu versorgen. Ein entsprechend ausgeführtes System sollte – entgegen den hier verwendeten Kugelgewindetrieben mit einer Schmierfettzuführung im Befestigungsflansch - den Prüfkörpern für zukünftige Versuche zu Eigen sein.

Sofern, wie in den bereits durchgeführten Versuchen, auf eine geeignete Prüffrequenz geachtet wird, sollten die oben angegebenen Maßnahmen dazu führen, dass sich ein dem Praxiseinsatz weitestgehend gleichendes tribologisches System darstellt. Voraussetzung hierfür ist auch, dass die Versuche in einem ersten Schritt mit praxisnahen Lasthöhen und Maximallasten durchgeführt werden.

Da in den durchgeführten Versuchen keine Eignung der Körperschallanalyse zur frühzeitigen Erkennung von Schadstellen festgestellt wurde, sollte auch auf Grund der hohen Kosten für die Sensorik, die eine spätere Implementierung in Serienmaschinen als äußerst unwahrscheinlich erscheinen lässt, über die Nutzung vorhandener Messgrößen aus dem Antriebsstrang – zum Beispiel des Motorstroms – ernsthaft nachgedacht werden. Aus wissenschaftlichem Interesse ist jedoch darüber hinaus die Messung der Spielzunahme, beziehungsweise der Nachgiebigkeitserhöhung interessant, denn diese sind zur Parametrisierung des Modells besonders geeignet, da sie einen direkten Zusammenhang zu verschleißbedingtem Materialabtrag besitzen.

6 Optimierung von Schwerlast-Kugelgewindetrieben

6.1 Kugelgewindetrieb mit asymmetrischem Kontaktwinkel

Kugelgewindetriebe werden üblicherweise mit identischen Kontaktwinkeln für beide Flanken des Gewindes ausgeführt. Verantwortlich hierfür sind die zumeist unbekannten Einsatzbedingungen. In zahlreichen Schwerlastanwendungen und bei Spritzgießmaschinen, insbesondere der Einspritzachse, ist die dominierende Lastrichtung bekannt.

Große Kontaktwinkel führen zu einem geringeren Quotienten aus Normalkraft im Kugel/Laufbahn-Kontakt und Axialkraft auf den Kugelgewindetrieb. Dieser günstige Effekt wird jedoch durch eine Vergrößerung der Bohrreibung bei steigendem Kontaktwinkel erkaufte, die sich ungünstig auf den auftretenden Verschleißbetrag auswirkt [Ja08].

Ziel der hier vorgestellten optimierten Geometrie ist die Verbesserung der Tragfähigkeit und die Verringerung des Verschleißes, unter Beibehaltung der äußeren Abmessungen des Kugelgewindetriebes.

Dambacher hat in seiner Arbeit [Da05] einen Vorschlag für ein Gewindeprofil mit hohem Druckwinkel gemacht, das neue fertigungstechnische Möglichkeiten (Hartbearbeitung, Hartgewindedrehen, etc.) berücksichtigt und ausschöpft. Dambacher betrachtet Kugelgewindetriebe für Werkzeugmaschinen und ist besonders an der Steifigkeitserhöhung durch den großen Kontaktwinkel interessiert. Um die gewünschten Kontaktwinkel an beiden Flanken des Gewindes zu realisieren, vergrößert er die Grundbreite L soweit, dass zwei Kugelreihen in der Laufrille Platz finden. Eine interne Vorspannung des Systems durch übergroße Kugeln führt zum günstigen Zweipunkt-Kontakt. Mutter und Spindel greifen ineinander ein. Durch die entstehende Bauform erhöht sich der Fertigungsaufwand erheblich, da die zu bearbeitenden Flächen die doppelte Größe erreichen. Abhängig vom Verhältnis zwischen Kugeldurchmesser und Gewindesteigung vergrößert sich die Baulänge der Mutter bei gleicher Tragzahl erheblich.

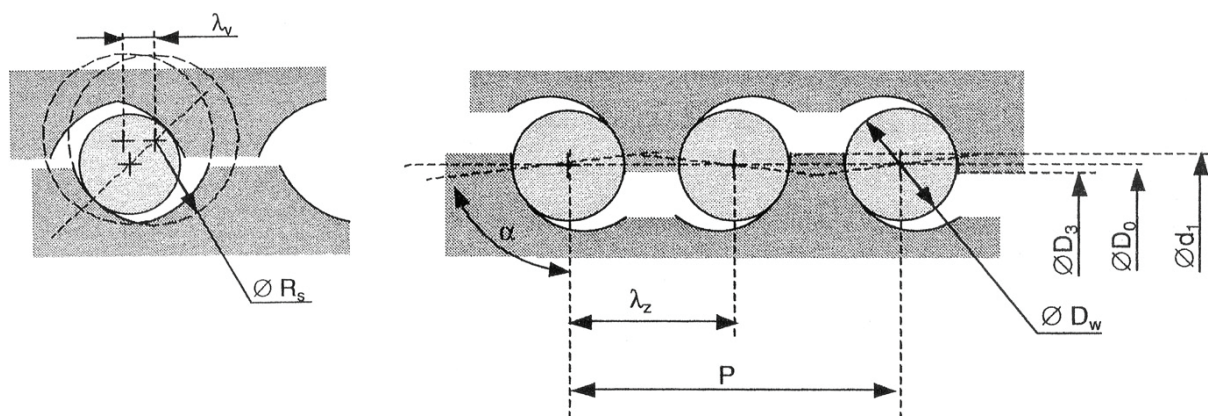


Abbildung 77: Gewindeprofile mit 45° Kontaktwinkel (links) und großem Kontaktwinkel nach [Da05]

Maßgeblich bei der Auslegung von Kugelgewindetrieben mit hohem Kontaktwinkel ist die Ausdehnung der Kontaktellipse, die nicht bis an den Kantenbruch am kopfseitigen Laufbahnenende heranragen darf. Dies trifft besonders bei Kugelgewindetrieben für Schwerlastanwendungen mit enger Schmiegung zu, da die Kontaktellipsen größere Halbachsen aufweisen.

Tabelle 6: große Halbachsen der Kontaktellipsen im höchstbelasteten Umlauf

Axiallast	KGT mit 45° Kontaktwinkel		KGT mit asym. Kontaktwinkel	
	Halbachse Kugel/Mutter	Halbachse Kugel/Spindel	Halbachse Kugel/Mutter	Halbachse Kugel/Spindel
50 kN	1,64 mm	1,71 mm	1,41 mm	1,47 mm
100 kN	2,06 mm	2,15 mm	1,78 mm	1,85 mm
150 kN	2,36 mm	2,46 mm	2,04 mm	2,13 mm
188 kN	2,55 mm	2,65 mm	2,32 mm	2,42 mm

Das hier entworfene und in Abbildung 78 dargestellte Gewindeprofil verfügt über voneinander abweichende Kontaktwinkel für die beiden Lastrichtungen. Hierdurch wird es möglich, für eine Kraft-richtung einen hohen Kontaktwinkel zu realisieren und somit die Anforderungen der Anwendung zu erfüllen. Gleichzeitig bedeutet diese Bauform einen deutlich reduzierten Fertigungsaufwand im Vergleich mit der von Dambacher für Werkzeugmaschinen vorgeschlagenen Bauform. Bezogen auf einen Standard-Kugelgewindetrieb hält sich der fertigungstechnische Mehraufwand in Grenzen.

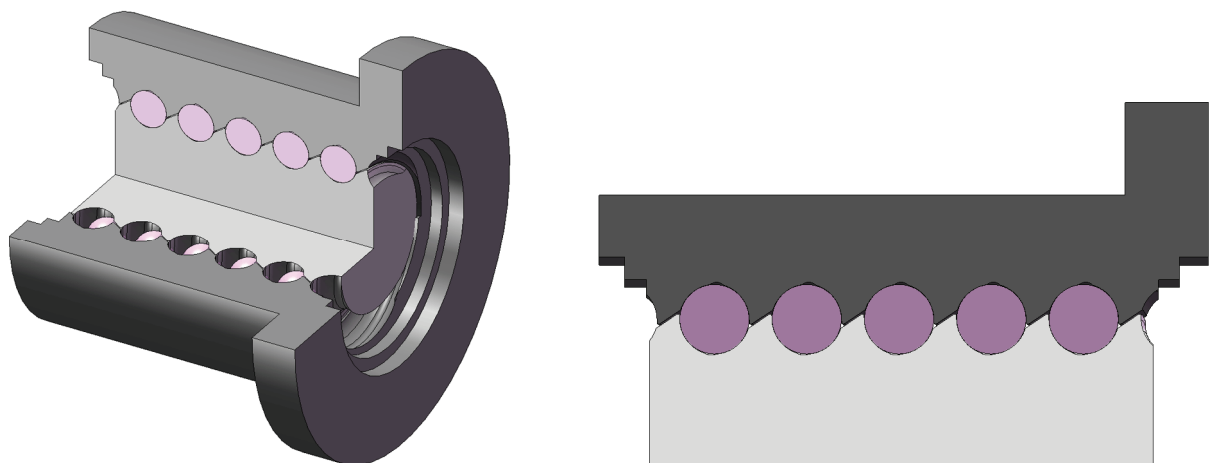


Abbildung 78: Gewindeprofil mit asymmetrischem Kontaktwinkel

6.1.1 Tragfähigkeit und Verschleiß

Die im Folgenden dargestellten Vergleiche beziehen sich auf zwei Kugelgewindetriebe, die sich durch ihre Kontaktwinkel unterscheiden. Beim Kugelgewindetrieb mit asymmetrischen Kontaktwinkel beträgt dieser 70° bzw. 30°. Der Standard-Kugelgewindetrieb verfügt über einen Kontaktwinkel von 45°. Gemein ist beiden der Nenndurchmesser von 63 mm, der Kugeldurchmesser von 15 mm, fünf tragende Umläufe und eine Schmiegun von 0,52.

Die in Tabelle 7 dargestellten Tragzahlen ermöglichen es, einen ersten Eindruck von der Leistungsfähigkeit der beiden Varianten zu gewinnen. Verglichen werden die modifizierten dynamischen axialen Tragzahlen C_{am} nach dem Berechnungsmodell aus [DIN69051] und dem in Abschnitt 4.3.1 entwickelten Modell für Ermüdungsverschleiß sowie C_i .

Tabelle 7: Tragzahlen der Kugelgewindetriebe (KGT)

modifizierte axiale Tragzahl C_{am}	KGT mit sym. Kontaktwinkel (45°)	KGT mit asym. Kontaktwinkel (70°/30°)
Modell nach [DIN 69051]	339,27 kN	400,47 kN
Modell nach 4.3.1	262,45 kN	309,52 kN
Tragzahl eines Umlaufes C_i	85,00 kN	100,34 kN

In der nachfolgenden Tabelle sind die berechneten Lebensdauern nach [DIN69051], nach dem in Abschnitt 4.3.1 entwickelten Modell und die Verschleißbeträge angegeben. Die Berechnungen beruhen auf der Annahme, dass ein Lastzyklus auftritt, der mit Versuch S05 vergleichbar ist und nur während der Vorfahrt unter Last Schädigung eintritt. Entsprechend der gesteigerten Tragfähigkeit wurde die aufgebrachte Last bezogen auf den Versuch S05 erhöht. Als Bezugsgröße für die Berechnung des Lastverhältnisses wird stets die Tragzahl des Kugelgewindetriebes mit 45° Kontaktwinkel als Bezug genommen. Die absoluten Belastungen sind identisch. Die Ergebnisse sind für zwei Lastverhältnisse angegeben, C_{am}/F_m gleich 4 und C_{am}/F_m gleich 2. Für das Lastverhältnis von 4 zeigt der Kugelgewindetrieb mit 70° Kontaktwinkel für die belastete Flankenseite eine Lebensdauer nach [DIN69051] von 1,05e+08 Umdrehungen. Dies entspricht einer Steigerung um 64 % gegenüber der Standard-Ausführung mit 45° Kontaktwinkel. Um die Lebensdauer nach dem in Abschnitt 4.3.1 entwickelten Modell berechnen zu können, müssen zunächst die lokalen Tragfaktoren bestimmt werden. Mit der dafür notwendigen Analyse der mechanischen Struktur des Kugelgewindetriebes beschäftigt sich das Folgekapitel. Als Ergebnis werden unter anderem die lokalen Tragfaktoren angegeben. Unter Verwendung der lokalen Tragfaktoren lässt sich die Lebensdauer nach dem Modell aus Abschnitt 4.3.1 berechnen. Für den Kugelgewindetrieb mit asymmetrischem Kontaktwinkel ergibt sich gegenüber dem Kugelgewindetrieb mit 45° Kontaktwinkel für beide Lastverhältnisse eine Lebensdauerverlängerung von 63%.

Tabelle 8: Lebensdauer in Abhängigkeit von Kontaktwinkel, Lasthöhe und Berechnungsmodell

Kontaktwinkel	C_{am}/F_m (bezogen auf 45°)	DIN 69051 [Umdrehungen]	Modell nach 4.3.1 [Umdrehungen]
45°	4	6,4e+07	2,85e+07
70°	4	1,05e+08	4,64e+07
45°	2	5,12e+08	2,30e+08
70°	2	8,42e+08	3,74e+08

Betrachtet man die Verschleißarbeit je Zyklus für den Kugelgewindetrieb, so ergibt sich eine Verminderung von 34 %, beziehungsweise 35% für C_{am}/F_m gleich 4. Es kann festgestellt werden, dass die Kontaktwinkelvergrößerung sowohl nach DIN 69051 – Berechnung des Ermüdungsverschleißes – als auch bei Betrachtung der Verschleißarbeit – Berechnung von Abrasion (und Adhäsion) – eine deutliche Verbesserung darstellt. Im Bereich der Variation des Lastverhältnisses zwischen 2 und 4 stellt sich die prozentuale Verbesserung für das jeweilige Berechnungsmodell als nahezu konstant dar. In Tabelle 9 ist die Verschleißarbeit für die Spindel (W_S Summe), die Mutterlaufbahn (W_M Summe) und die Kugeln (W_K Summe) dargestellt. Darüber hinaus ist die Verschleißarbeit von Spindel, Mutterlaufbahn und der Kugeln für den jeweils höchstbeanspruchten Bereich

angegeben. Die entsprechenden Spaltentitel enthalten den Zusatz Max; in Klammern unter den Werten ist der zugehörige Bereich der Spindel, bzw. Umlauf von Mutter und Kugeln angegeben. Für Mutter und Kugeln tritt stets im ersten Umlauf die höchste Verschleißarbeit auf. Auf der Spindel ist dies stets in Sektor 4 der Fall.

Tabelle 9: Verschleißarbeit am Kugelgewindetrieb und ausgewählter Bereiche je Zyklus (Vorfahrt)

Kontakt- winkel	C_{am} / F_m (bez. auf 45°)	W_S Summe [Nm]	W_S Max [Nm]	W_M Summe [Nm]	W_M Max [Nm]	W_K Summe [Nm]	W_K Max [Nm]	Verschleißarbeit für den KGT [Nm]
45°	4	440,88	93,74 (4)	218,21	55,28 (1)	655,73	167,06 (1)	1314,8
70°	4	288,13	60,80 (4)	141,06	35,61 (1)	429,11	109,12 (1)	858,30
45°	2	136,17	28,72 (4)	64,49	16,32 (1)	200,91	51,12 (1)	401,56
70°	2	90,11	18,84 (4)	42,48	10,71 (1)	133,76	33,96 (1)	266,34

Wird das in Abschnitt 4.4 entwickelte Modell auf die beiden Kugelgewindetriebe und die beiden Lastverhältnisse angewendet, so ergibt sich schließlich der in Abbildung 79 dargestellte Verlauf für den Fortschritt des massenmäßigen Verschleißes. Der hier verwendete Verlauf für den Faktor K entspricht dem aus Abbildung 49, mit der Ausnahme, dass K hier um den Faktor 10 verkleinert und der Definitionsbereich für die Interpolation erweitert wurde. Es ist deutlich erkennbar, dass bei hoher Belastung des Kugelgewindetriebes bereits bei geringen Zyklenzahlen (<20000) zwischen den Varianten mit 45° und 70° Kontaktwinkel ein beträchtlicher Unterschied – etwa Faktor 4 – bezüglich des massenmäßigen Verschleißes auftritt. Für den geringer beanspruchten Kugelgewindetrieb zeigen sich geringere Unterschiede. Jedoch sind von dem geringer beanspruchten Kugelgewindetrieb deutlich höhere Zyklenzahlen zu fordern. Bei Erreichen dieser, stellt sich auch hier ein ebenso deutlicher Unterschied zwischen Varianten mit 45° und 70° Kontaktwinkel ein.

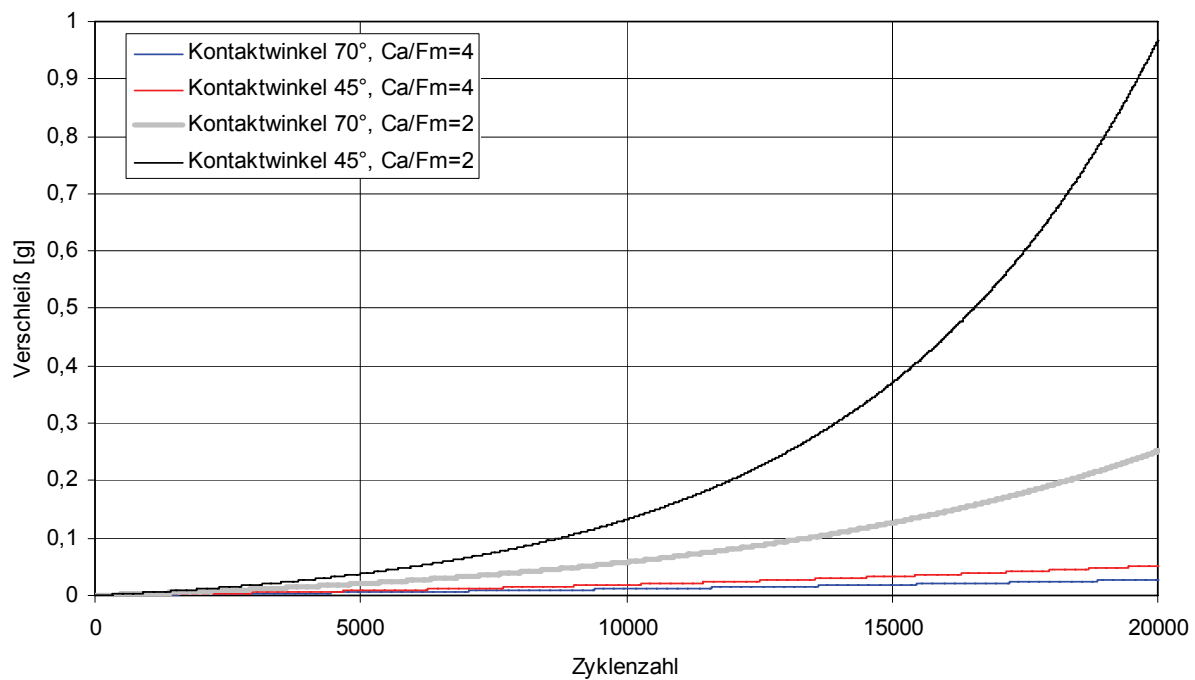


Abbildung 79: Verschleißfortschrittsverlauf der Kugelgewindetriebe

6.1.2 Strukturanalyse des Kugelgewindetriebs und lokale Tragfaktoren

Ziel der hier durchgeführten Analyse ist die Bestimmung der Tragfaktoren für die Lebensdauerberechnung. Darüber hinaus geben die Ergebnisse Informationen zum Spannungsverlauf in den Bauteilen an, die eine erste Einschätzung ermöglichen, ob eine beanspruchungsgerechte Konstruktion vorliegt. Die Vorgehensweise entspricht der in den Abschnitten 4.2.2-4.2.4 dargestellten Methode. Der Lastangriff auf die Spindel erfolgt auf der dem Flansch abgewandten Seite.

Tabelle 10: lokale Tragfaktoren der Schwerlast-Kugelgewindetriebe für 2 Lastniveaus

Lastverhältnis	KGT mit sym.					KGT mit asym.				
	Kontaktwinkel (45°)					Kontaktwinkel (70°/30°)				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
2	0,91	0,95	0,96	1,02	1,16	0,84	0,94	0,97	1,07	1,18
4	0,93	0,96	0,97	1,02	1,13	0,87	0,95	0,98	1,06	1,15

In Abbildung 80 ist die Verteilung der von Mises Vergleichsspannung im Schnitt durch den Bereich des höchstbelasteten Gewindeganges dargestellt. Der Schnittverlauf ähnelt dem Normalschnitt und verläuft durch die Berührungspunkte der Kugel zu Spindel und Mutter. Als Belastung wurde für die Simulation eine Axialkraft von 188 kN verwendet. Die durch die Kontaktkraft induzierte Biegebeanspruchung führt nicht zu unzulässig hohen Spannungen in den Stegen zwischen den Laufbahnen. In Übereinstimmung mit den Ergebnissen nach Hertzscher Theorie [He1895] zeigt sich die maximale Vergleichsspannung unter der Lauffläche im Bereich der Kontaktzonen.

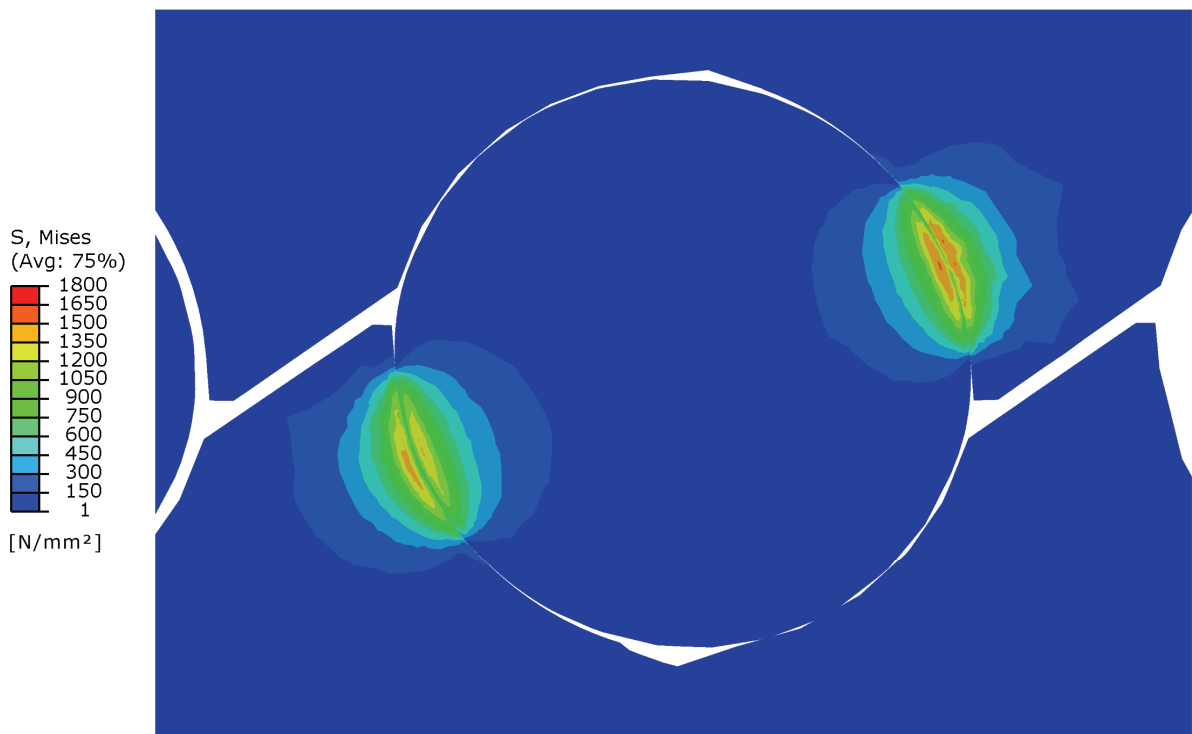


Abbildung 80: Vergleichsspannung in der Schnittebene durch die Kontaktpunkte

Die Kontaktdrücke auf den Berührflächen von Mutter und Spindel für den höchstbelasteten Umlauf bei 188 kN Axialkraft zeigt Abbildung 81. Es ist erkennbar, dass die Kontaktdrücke für den Kugel/Spindel-Kontakt höher sind. Ursache hierfür ist die Geometrie der sich berührenden Oberflächen, die bei der Mutter eine günstigere Anschmiegung bewirkt. Die numerische Strukturanalyse bestätigt, dass die Kontaktellipsen den Rand der Laufbahn nicht erreichen. Die nach Hertzscher Theorie und idealer Lastverteilung zu erwartenden großen Halbachsen der Kontaktellipsen für 188 kN Axialkraft sind bereits in Tabelle 6 aufgeführt. Die an dieser Stelle angegebenen Werte gelten stets für den höchstbelasteten Gewindegang bei Berücksichtigung der ungleichen Lastverteilung. Die Auswertung der Simulationsergebnisse ergibt eine gute Übereinstimmung mit den nach Hertz erwarteten Werten für die große Halbachse der Berührellipse: die Abweichung beträgt für den Kugel-Mutter-Kontakt 2% und für den Kugel-Spindel-Kontakt 4%. Für nähere Betrachtungen zur Zuverlässigkeit der Ergebnisse siehe Abschnitt 9.1. Es sei jedoch bereits hier darauf hingewiesen, dass der numerischen Strukturanalyse und der Berechnung nach Hertz unterschiedliche Annahmen zu Grunde liegen, z. B. bezüglich der Reibung, weshalb die Unterschiede nicht ausschließlich als Fehler der numerischen Strukturanalyse zu beurteilen sind.

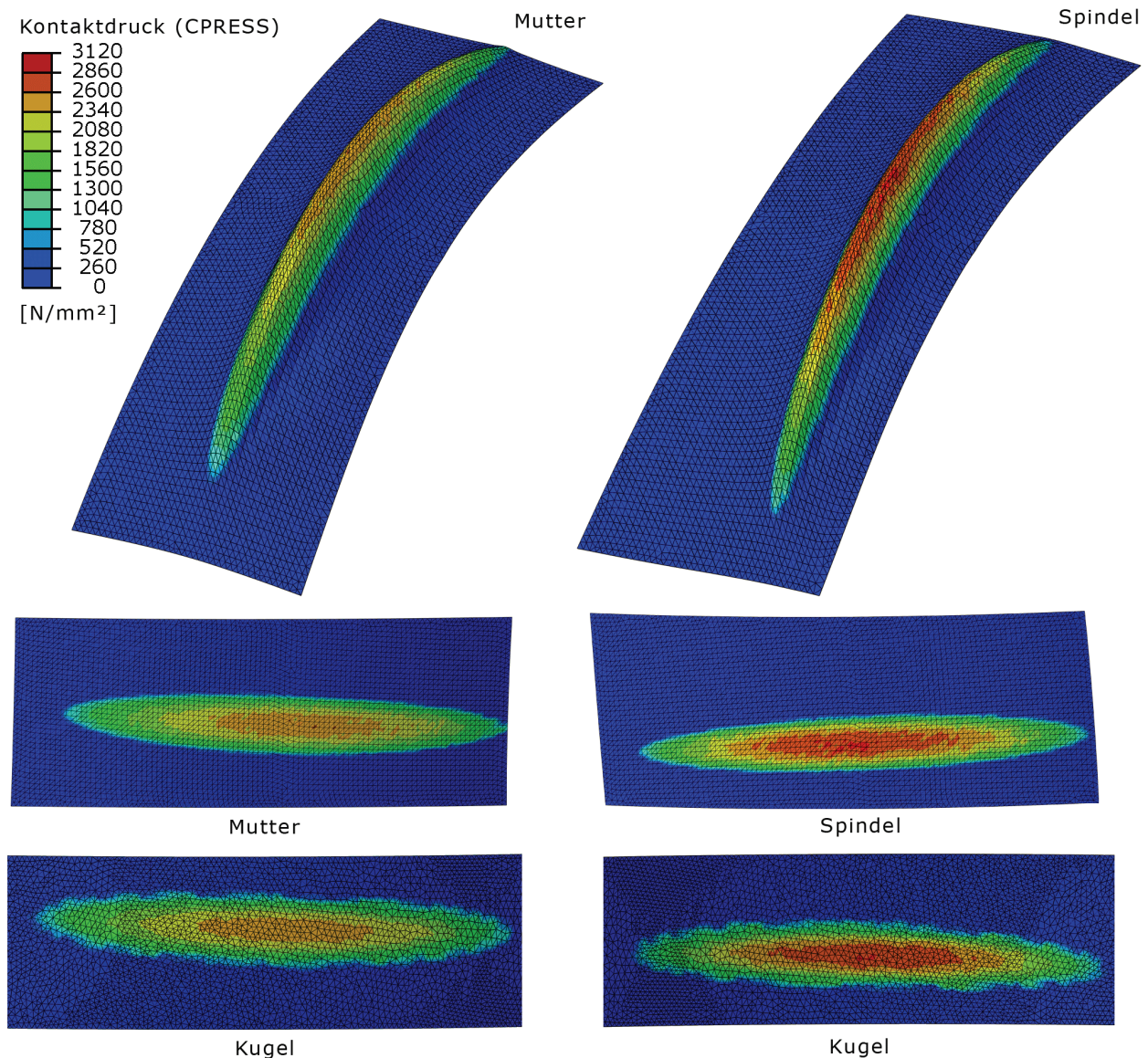


Abbildung 81: Kontaktstress, Verformung oben 100fach, mittig und unten unverformt

6.2 Orientierung des Flansches zur Last

Bereits die Orientierung des Flansches der Mutter des Kugelgewindetriebes zur Last hat Einfluss auf die sich ergebenden Kontaktkräfte. In der nachfolgenden Tabelle sind die Ergebnisse für beide Varianten der Flanschorientierung und für beide Orientierungen der Kraft angegeben. Die flanschseitige Lastaufbringung entspricht der Darstellung in Abbildung 25. Wird die Last auf der Gegenseite aufgebracht, so ist das andere Ende der Spindel gemeint. Anhand der Ergebnisse lässt sich gut erkennen, dass für den untersuchten Kugelgewindetrieb eine deutliche Verbesserung festzustellen ist. Bei der Auswertung der Tabelle ist zu berücksichtigen, dass sich die Krafrichtung bezogen auf die Einbausituation definitionsgemäß umkehrt, wenn die Mutter andersherum eingebaut wird. Aus diesem Grund ist die positive Krafrichtung bei flanschseitiger Last mit der negativen Krafrichtung bei Last an der Gegenseite zu vergleichen. Die Werte gelten für den in den Versuchen betrachteten Kugelgewindetrieb mit 50 mm Kugelmittendurchmesser, 5 tragenden Umläufen und 6,5

mm Kugeldurchmesser. Für andere Abmessungen und Konfigurationen ergeben sich abweichende Werte, die im Einzelfall zu bestimmen sind.

Tabelle 11: Spezifische Kontaktkräfte im Kugelgewindetrieb mit 5 tragenden Umläufen

Last [kN] flanschseitig	positive Krafrichtung (A)					negative Krafrichtung (B)				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
9,05	1,12	1,07	0,98	0,93	0,91	1,2	1,08	0,96	0,89	0,85
18,10	1,15	1,07	0,98	0,92	0,89	1,27	1,09	0,94	0,86	0,83
27,14	1,17	1,08	0,97	0,91	0,88	1,29	1,1	0,93	0,85	0,82
36,19	1,18	1,08	0,97	0,90	0,87	1,31	1,10	0,93	0,85	0,81
45,24	1,22	1,09	0,96	0,88	0,85	1,34	1,10	0,92	0,83	0,80
Last [kN] Gegenseite	negative Krafrichtung (B)					positive Krafrichtung (A)				
	1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
9,05	1,00	0,93	0,90	0,93	0,96	0,95	0,99	0,98	1,01	1,08
18,10	1,03	0,94	0,89	0,93	1,00	0,95	0,98	0,98	1,01	1,08
27,14	1,04	0,95	0,89	0,94	1,01	0,96	0,98	0,98	1,01	1,08
36,19	1,04	0,95	0,90	0,95	1,03	0,96	0,98	0,97	1,00	1,08
45,24	1,04	0,95	0,90	0,95	1,03	0,96	0,97	0,96	1,00	1,10

7 Fazit, Kritik und Ausblick

Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der Lebensdauerprognose für Kugelgewindetriebe für zyklische Prozesse. Am Beispiel der Kunststoffverarbeitung – hier insbesondere der Spritzgießtechnik – werden die Anforderungen an das Maschinenelement Kugelgewindetrieb verdeutlicht. Fortschritte in der Technologie bei den elektrischen Antrieben führen zu höheren Beschleunigungen und Kräften an den Antriebsachsen der Verarbeitungsmaschinen. Die festzustellende fehlende Aussagekraft der Lebensdauerprognose nach [DIN69051] und [ISO3408] war Ausgangspunkt für die durchgeführten Untersuchungen.

Zunächst ist festzustellen, dass wesentliche Annahmen, die den bekannten Lebensdauerprognosemodellen innewohnen, keine Berechtigung haben, da sie zu große Vereinfachungen darstellen. Hierfür sei die über alle Gewindeumläufe konstante Kontaktkraft im Kugel/Laufbahn-Kontakt der [DIN69051] als Beispiel angeführt. In dieser Arbeit wurde die lokal wirkende Kontaktkraft mit Hilfe numerischer Strukturanalyse bestimmt. Die Ergebnisse sind plausibel und halten der Überprüfung mit einer Konvergenzbetrachtung (Netzverfeinerung) stand.

Die Aufteilung des Kugelgewindetriebes in eine Vielzahl geometrischer Bereiche erlaubt es, durch die Ausgestaltung des mathematischen Programms für jeden dieser Bereiche die Lebensdauer bzw. die Schädigung individuell zu prognostizieren. Somit kann bei bekannten Prozessgrößen explizit berücksichtigt werden, welche Bereiche auf der Spindel unter Wirkung welcher Kraft und Kraftorientierung wie oft überrollt werden. Hierdurch ergibt sich ein deutlich differenzierteres Bild der örtlichen Konzentration der Belastungen im Vergleich zu den bekannten Modellen, die für den Kugelgewindetrieb üblicherweise eine statistisch gleichmäßige Verteilung unterstellendes Skalar für die Lebensdauer angeben.

In der Auseinandersetzung mit der [DIN69051] und [ISO3408] wurde der dort formulierte Einfluss der Anzahl der Umläufe kritisch hinterfragt. Die genormten Berechnungen führen im Vergleich mit zu den rein statistisch zu erwartenden Werten zu längeren Lebensdauern.

Für die Berechnung des abrasiven Verschleißes wurden Detaillierungen und Erweiterungen der vorausgehenden Arbeiten von [Ja08] und [Hab98] durchgeführt. Hierdurch wird es möglich den prognostizierten Verschleiß zu lokalisieren. Weiter wird ein Modell für die Berechnung der durch Verschleiß herausgelösten Masse formuliert und ein Verfahren für die Berücksichtigung der Verschädigung entwickelt. Bei der Nutzung der gewonnenen Erkenntnisse muss berücksichtigt werden, dass es sich zum Einen um ein Verschleißmodell handelt, welche stets eine nicht zu unterschätzende Ungenauigkeit aufweisen, und zum Anderen, dass die experimentelle Basis zur Bestimmung der freien Parameter des Modells vor seiner Anwendung sicherzustellen ist. Die in dieser Arbeit durchgeführten Versuche lassen die Bestimmung der freien Parameter nicht zu, da sich die Kugeln durch Verklemmen gegenseitig stark geschädigt haben, was zu einer untypisch kurzen Lebensdauer geführt hat. Für zukünftige Versuche sollten daher Kugelgewindetriebe ausgewählt werden, die in ihren Abmessungen, ihrer Gestaltung und dem Schmiersystem vergleichbar mit den tatsächlich für solche Anwendungen (Prozessgrößenverläufe) eingesetzten Kugelgewindetrieben sind.

Wünschenswert ist, zur Erhöhung der Flexibilität des mathematischen Modells zur Verschleißberechnung die durch Funktionen angenäherten Prozessgrößenverläufe durch zeit- und wertdiskrete Tabellen zu ersetzen. In praktischen Versuchen sollte die Kugelbewegung im Beschleunigungsfall untersucht werden, um ggf. den Nachweis des Auftretens von Makroschlupf führen zu können.

8 Zusammenfassung

Bei der Auslegung von Antriebsachsen mit Kugelgewindetrieben als Getriebe zur Wandlung rotatorischer Antriebsleistung in translatorische Bewegung, ist die Prognose der Lebensdauer des Kugelgewindetriebes von elementarer Bedeutung. Aus der Literatur ist bekannt, dass die genormten Lebensdauerprognosemodelle für Anwendungen mit zyklischen Prozessen, hoher Belastung und großen Beschleunigungen, wie sie beispielsweise an den Hauptachsen von Spritzgießmaschinen in der Kunststoffverarbeitung auftreten, ungeeignet sind.

Die Arbeit beschäftigt sich in einem ersten Teil mit der Analyse des bestehenden Wissens zum Kugelgewindetrieb, seinen tribologischen, insbesondere Verschleiß betreffenden Eigenschaften, den bekannten Lebensdauerprognosemodellen und dem Einsatz von Kugelgewindetrieben an Spritzgießmaschinen.

Im Hauptteil der Arbeit wird ein System zur Prognose der Lebensdauer ausgearbeitet, dass hauptsächlich auf physikalischen Modellen beruht. Das Lebensdauerprognosemodell nach [DIN69051] und [ISO3408], sowie das Modell nach [Ja08] und [Hab98] werden kritisch hinterfragt, modifiziert und erweitert. Zielsetzung ist es folgende Aspekte zu berücksichtigen, die die Abbildungsgenauigkeit des Modells verbessern:

- lokale Belastungshöhe bei Abrasionsverschleiß und Ermüdungsverschleiß
- Orientierung der Last bei Ermüdungs- und Abrasionsverschleiß
- Vorschädigungseinfluss bei Abrasionsverschleiß

Das realisierte Prognosemodell ist in der Lage, die Schädigung für jeden Bereich des Kugelgewindetriebes individuell zu bestimmen, sowohl für Ermüdungs- als auch für Abrasionsverschleiß. Hierdurch sind beispielsweise Schädigungskonzentrationen auf der Spindel durch kurzhubige Bewegungen, die höhere Belastung der ersten Gewindegänge und die lastrichtungsabhängige Flankenbelastung im Schädigungsverhalten darstellbar.

Um die lokal wirkenden Kontaktkräfte zu bestimmen, wurde eine numerische Strukturanalyse mit Hilfe der Methode der Finiten Elemente durchgeführt. Die Ergebnisse sind trotz der extremen Herausforderung durch die Kontaktbedingungen im Laufbahnkontakt plausibel und halten einer Konvergenzbetrachtung stand.

Das auf [DIN69051] und [ISO3408] beruhende Modell wurde neben der Berücksichtigung oben genannter Erweiterungsziele hinsichtlich der Berechnung der Tragzahl modifiziert. Nach [DIN69051] und [ISO3408] ist ein Exponent von 0,86 vorgesehen, als dessen Basis die Anzahl der Umläufe einzusetzen ist. Die sich ergebende Zahl geht als Faktor eines Produktes in die Tragzahl ein. Unter Berücksichtigung der statistisch zu erwartenden Ausfallwahrscheinlichkeit ergibt sich der Faktor jedoch zu 0,7 [nach Lun47], dies führt zu einer kleineren Tragzahl und somit kürzeren Lebensdauer. Weiterhin wird nachgewiesen, dass die in den Normen nicht berücksichtigte ungleiche Lastverteilung die Lebensdauer verkürzt.

Das Modell für Abrasionsverschleiß wurde detailliert und erweitert, so dass für jeden Kontaktpunkt die Verschleißarbeit berechnet werden kann. Aus der Verschleißarbeit lässt sich unter Verwendung eines Proportionalitätsfaktors der massenmäßige Verschleiß berechnen. Für den Proportionalitätsfaktor wird ein Ansatz vorgeschlagen, der die Vorschädigung im System berücksichtigt. Konkret wird hierfür die Belastung des Schmierstoffes mit abrasiv wirkenden Partikeln verwendet,

wodurch die Vorschädigung des Systems direkt berücksichtigt wird. Erreicht der berechnete massenmäßige Verschleiß einen Grenzwert, so ist die prognostizierte Lebensdauer erreicht.

Für die Simulationsrechnungen werden Funktionen mit angenäherten Verläufen der Prozessgrößen Kraft, Drehzahl und Position verwendet. Die gleichen Prozessgrößen werden für die Versuche auf dem umgebauten Prüfstand für Kugelgewindetriebe verwendet.

Die Versuche an den Kugelgewindetrieben zeigen den Einfluss der Prozessparameter Lasthöhe und Beschleunigung. Diese führen zu einem früheren Versagen der Kugelgewindetriebe bei hoher Last und großer Beschleunigung. Wie sich bei der werkstofftechnischen Untersuchung der Prüfkörper herausgestellt hat, haben sich die Kugeln gegenseitig stark geschädigt. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Schlussfolgerungen aus den Versuchsprotokollen, die Phasen mit deutlich erhöhtem Drehmoment zeigten, aus denen auf ein Verklemmen des Systems (Reibungserhöhung im Kugel/Kugel-Kontakt) geschlossen wurde. Das Auftreten dieses Phänomens führt dazu, dass die Ergebnisse nicht gut auf praktische Anwendungsfälle übertragbar sind. Zukünftige Versuche sollten daher mit praxisnah ausgeführten Kugelgewindetrieben der entsprechenden Baugröße durchgeführt werden.

Die Eignung von Körperschall als Messgröße zur Bildung eines Kennwertes für die frühzeitige Ermittlung des Verschleißzustandes konnte nicht festgestellt werden. Ursachen hierfür sind vermutlich erstens die ausgeprägte Geräuschkulisse durch das Kugelrückführsystem, zweitens die große Anzahl an kleinen Fehlstellen, die nicht zu ausreichend ausgeprägten Anregungen der Überrollfrequenzen führen und drittens die komplexe Kinematik des Kugelgewindetriebes, die stets zu Gleitbewegungen führt, welche den Rollbewegungen überlagert sind.

Hinsichtlich der Optimierung von Kugelgewindetrieben für Schwerlast-Anwendungen wurde der Einfluss der Orientierung der Mutter untersucht. Es wurde ein erheblicher Einfluss auf die Homogenität der Lastverteilung festgestellt. Beispielhaft wurde für Schwerlastanwendungen mit vorherrschender Last auf eine Flankenseite des Kugelgewindetriebes eine optimierte asymmetrische Gewindeprofilform entworfen. Anwendungsfeld für einen solchen Kugelgewindetrieb ist beispielsweise die Einspritzachse einer Spritzgießmaschine. Maßgeblicher Faktor für die gemäß allen Prognosemodellen längere Lebensdauer ist der einseitig höhere Kontaktwinkel.

Summary

For the layout design of feed drives using ball screws to convert rotational power to linear motion the prediction of the life span of the ball screw mechanism is of elementary importance. It is a well known fact that the standardized life span prediction models fail for applications with cyclic processes, high load and high accelerations. These load aspects are typical for injection molding machines.

The presented work begins with an analysis of the state of knowledge of the ball screw mechanism, its tribological behavior and especially the wear mechanisms, the known life span prediction models and the use of ball screws as part of injection molding drive axes.

In the main part of this work, a system for the prediction of the life span is elaborated. The system mainly uses physical models. The life span prediction models according to [DIN69051], [ISO3408] as well as the models according to [Ja08] and [Hab98] are scrutinized, modified and extended. The aim is to consider the following aspects and thus to improve the precision of the model:

- local loading for abrasive and fatigue wear
- orientation of the applied load for abrasive and fatigue wear
- pre-damage for abrasive wear

The established prognosis model is suitable to indicate the damage for every area of the ball screw individually. The model considers abrasive and fatigue wear. This allows the user to identify for example damage concentrations on the screw caused by short stroke cycles, by load concentrations at the first thread turns and by load direction dependent loads on the thread shoulders.

To determine the local contact forces a numerical structural analysis using the finite element method has been made. The results are reasonable although the challenge of the contact simulation for the ball raceway area was hard. The results bear up against a convergence analysis using refined meshes.

Besides the above mentioned aspects, the model according to [DIN69051] and [ISO3408] has been modified with regard to the calculation of the load rating. [DIN69051] and [ISO3408] use the exponent 0,86 for the number of turns. The result is used as a factor of a product to calculate the load rating. Considering the probability of failure according to the statistical model used by [Lun47] this factor is 0,7. This leads to a lower load rating and thus shorter life expectancy. Furthermore it is proven that the uneven load balance in the system – which is not taken into account in the current norms – leads to shorter life.

The model for abrasive wear has been detailed and extended, in a way that the wear work can be calculated for every contact point. The wear mass can be calculated from the wear work using a proportionality factor. For the factor of proportionality an approach is proposed where the pre-damage is considered. Therefore the contamination of the lubricant with wear particles is used. The end of the predicted life is determined by reaching a critical value for the calculated wear mass.

For the simulation the model uses approximated functions for the process parameters force, rotational speed and position. The same process data is used for the experimental investigations on the test bench for ball screws.

The experimental results show the importance of the process parameters load and acceleration. Higher load and higher acceleration both lead to shorter life. The analysis of the test samples has shown that the balls have damaged each other severely. This insight matches the conclusions based on the protocols of the experimental tests. The protocols showed time periods of higher averaged torque. This leads to the conclusion of a jam in the ball to ball contact. The found phenomenon makes it impossible to assign the experimental results to real life applications. Future experiments should be made with ball screw systems that show a configuration which is closer to practically used systems (for example size, number of turns, ball size).

The suitability of solid-borne sound as a measure to form a characteristic value for the early detection of changes in the wear state could not be determined. The reasons for this are considered to be: The sound level caused by the return system. A large number of small damages that do not lead to significant excitation of the characteristic frequencies of balls passing damages. The complexity of the kinematics of the ball screw system where slip is always present and super positioned to the rolling of the balls.

With regard to the optimization of high load ball screw systems the influence of the orientation of the threaded nut has been investigated. It was found that the orientation has a great impact on load balance in the system. For high load systems with the main loads being subjected from one direction an optimized thread profile has been developed and investigated. Such a ball screw may be used for the linear movement of the injection axis of an injection molding machine. The main improvement of the suggested thread profile is the unidirectional higher contact angle. The improvement of life can be shown with all lifespan prediction models.

9 Anhang

9.1 Bewertung der Zuverlässigkeit der Ergebnisse der numerischen Strukturanalyse

Zur Bewertung der Zuverlässigkeit der numerischen Strukturanalyse wurden umfangreiche Voruntersuchungen durchgeführt. Bei diesen Untersuchungen wurde die durchschnittliche Kantenlänge der Elemente in den Kontaktzonen variiert. Nach der Berechnung wurden die Kontaktkräfte ausgewertet. Hierfür bietet das Programm Abaqus die Möglichkeit sogenannte Free-Body-Cuts zu erstellen. So wurden für jede Kontaktfläche die Kontaktkräfte bestimmt und ausgewertet. Die Auswertung besteht im Wesentlichen darin, die spezifische Höhe der Kontaktkraft zu berechnen. Dies geschieht, um die tatsächlich wirkende Kontaktkraft leicht mit der bei idealer Lastverteilung auftretenden Kontaktkraft vergleichen zu können. Für die einzelnen Umläufe ergibt sich der lokale Tragfaktor aus der spezifischen Kontaktkraft, siehe Abschnitt 4.2.4. In der nachfolgenden Abbildung sind die Werte für die lokalen Tragfaktoren dargestellt. Die Auswertung erfolgte am Beispiel der Geometrie des in Abschnitt 6.1 dargestellten Kugelgewindetriebes mit asymmetrischem Kontaktwinkel.

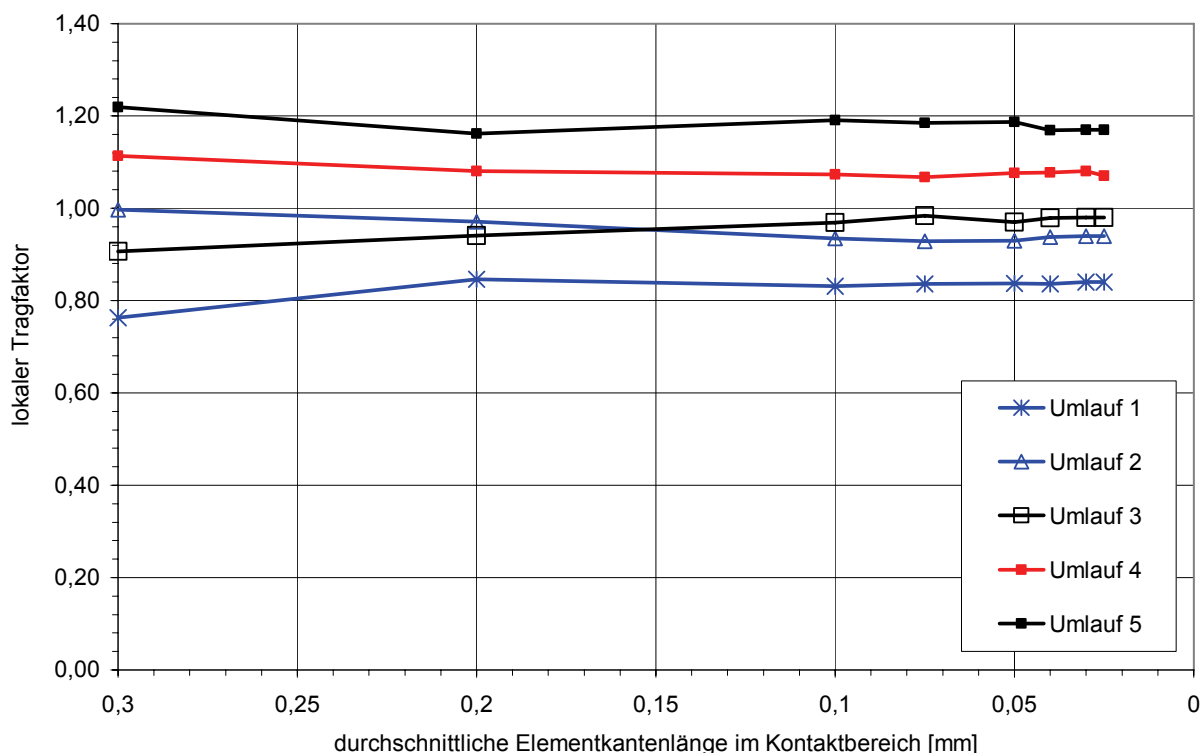


Abbildung 82: lokaler Tragfaktor für unterschiedlich fein vernetzte FE-Modelle

Wie aus Abbildung 82 ersichtlich ist, weisen die lokalen Tragfaktoren unterhalb einer Netzgröße von ca. 0,075 mm im Kontaktbereich nur noch eine sehr geringe Varianz auf. Die größte zu verzeichnende Abweichung beträgt 0,01, dies entspricht ca. 1% des Wertes für den lokalen Tragfaktor. Berücksichtigt man mögliche Rundungsfehler bei der Auswertung, so bleibt die Abweichung dennoch unter 2% des Wertes. Folglich wird davon ausgegangen, dass die Finite Elemente Analyse hinsichtlich des lokalen Tragfaktors verlässliche Ergebnisse liefert, sofern die Netzgröße im

Kontaktbereich kleiner oder gleich 0,075 mm ist. Lässt man einen größeren Fehler – incl. Rundungsfehler – von bis zu 4% zu, so ist lediglich eine Netzgröße von 0,1 mm im Kontaktbereich erforderlich.

Wie sich die Netzverfeinerung auf die Berechnungsdauer auswirkt, ist in Abbildung 83 dargestellt. Erkennbar ist, dass für Modelle mit einer Elementkantenlänge im Kontaktbereich unter 0,75 mm die Berechnungsdauer stark ansteigt. Weiterhin ist erkennbar, dass unterhalb einer durchschnittlichen Elementkantenlänge von 0,03 mm die Berechnungsdauer sehr stark ansteigt. Dabei steigt die „Wallclock“ Berechnungsdauer stark überproportional an, wenn man sie bezogen auf die „Total CPU Time“ betrachtet. Ursache für diesen Effekt ist der begrenzte Speicher der verwendeten Workstation (16 GByte), der für das mit 0,025 mm Elementkantenlänge im Kontaktbereich vernetzte Modell nicht mehr ausreicht, um ohne eine große Auslagerungsdatei auf der Festplatte auszukommen. Es empfiehlt sich daher, die Problemgröße so zu wählen, dass die Berechnungsdaten hauptsächlich im Hauptspeicher abgespeichert werden können.

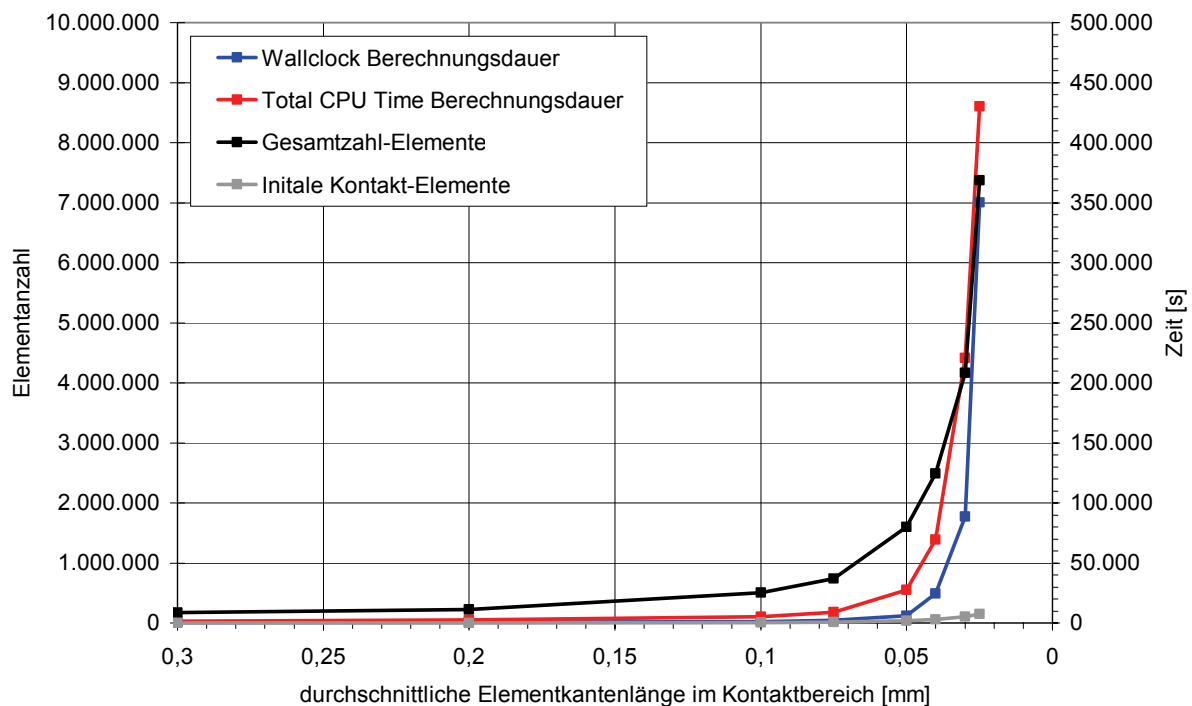


Abbildung 83: Elementanzahl und Berechnungsdauer für unterschiedlich fein vernetzte FE-Modelle

Die maximalen Kontaktspannungswerte werden für das in dieser Arbeit entwickelte Berechnungsmodell nicht benötigt. Für das hier entwickelte Berechnungsmodell wird lediglich die Kraft benötigt, die von jeder einzelnen Kugel übertragen wird. Diese ergibt sich als Integral der Kontaktspannung über die Kontaktfläche, bzw. bei knotenbezogenen Werten als Summe der Kontaktkraft der in Kontakt befindlichen Knoten. Es gibt jedoch Anwendungsbereiche der Finiten Elemente Methode, für die eine hohe Ergebnislösung hinsichtlich der maximalen Kontaktspannung erforderlich ist. Dies kann beispielsweise die Bewertung optimierter Laufbahnprofile sein, deren Geometrie sich nicht eignet, um mit den Gleichungen nach Hertz die Kontaktspannung zu berechnen. Der sich bei fortschreitender Netzverfeinerung einstellende Verlauf für den maximalen Kontaktdruck in den Kontakten an der Spindellaufbahn und der Mutterlaufbahn ist in Abbildung 84 dargestellt. Es ist erkenn-

bar, dass der maximale Kontaktdruck abhängig von der Netzgröße deutlich stärkeren Schwankungen unterliegt als der lokale Tragfaktor.

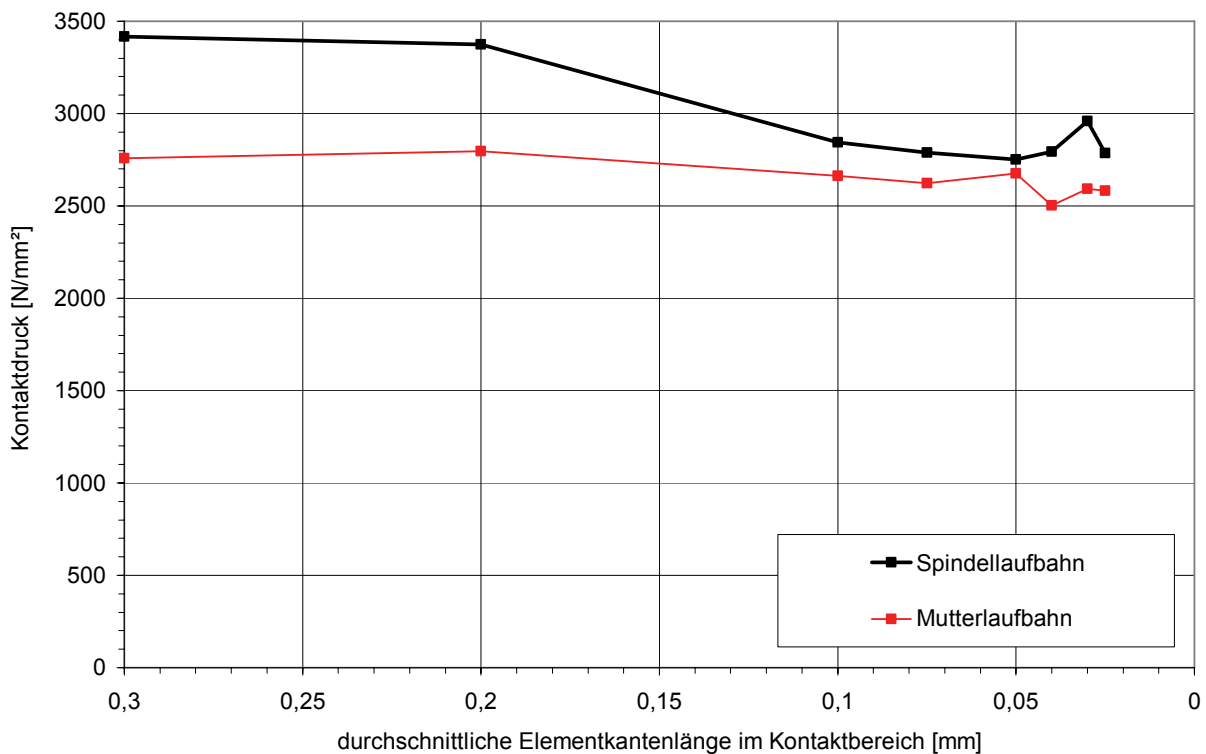
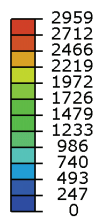


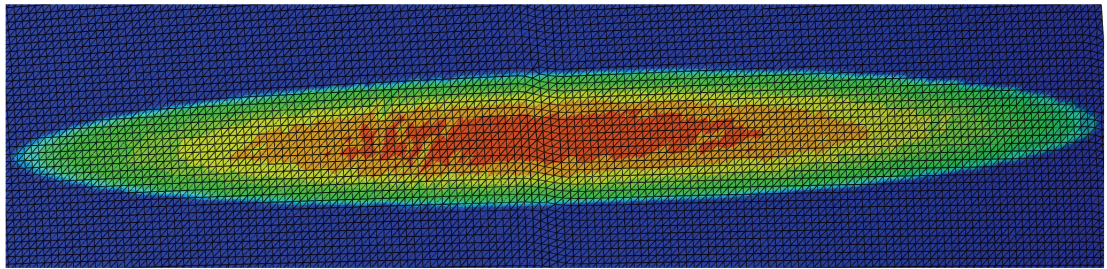
Abbildung 84: maximaler Kontaktdruck für unterschiedlich fein vernetzte FE-Modelle

Die Ursache für die diese Schwankungen kann nicht abschließend und eindeutig bestimmt werden. Denkbar sind jedoch folgende Einflussfaktoren: Vereinfacht formuliert beruht der Kontaktalgorithmus darauf, in den Gegenkörper eingedrungene Knoten zurückzudrücken, so dass sich die berührenden Körper nicht penetrieren. Bei den hierzu erforderlichen Berechnungen kann es zu Fehlern kommen, die häufig als überlagertes Rauschen bezeichnet werden. Das Rauschen stellt sich dabei als ein leistungsbegrenztes Signal dar, von dem nur zufällige (statistische) Eigenschaften bekannt sind. Häufig ist auch der Einfluss der lokalen Anordnung der Knoten von Bedeutung. Bei Gleitbewegungen, wie sie auch hier vorkommen, lässt sich dann die Frequenz mit der Knoten einander passieren in den ausgewerteten Größen wiederfinden. Darüber hinaus ist eine Ursache für die entstehenden Fehler die Diskretisierung der Bauteilgeometrie und mit ihr einhergehend der Abbildungsfehler. So führen minimale Abweichungen in der Knotenpositionierung bereits zu Druckspitzen und zur Entlastung benachbarter Bereiche. Dieser Effekt kann anhand der folgenden Darstellungen nachvollzogen werden. Sofern die Kenntnis verlässlicher maximaler Kontaktdrücke erforderlich ist, wird empfohlen, extrem fein zu vernetzen, einen Durchschnittswert für benachbarte Knoten zu bilden und diesen auszuwerten. Darüber hinaus sollten neben einer gewöhnlichen Konvergenzbetrachtung mehrere geringfügig variierte Netze verwendet werden, um den Effekt der zufälligen Positionierung der Knoten der Kontaktpartner zueinander durch Mittelung zu reduzieren.

Kontaktdruck (CPRESS)

[N/mm²]

Spindelaufbahn



Detail der Spindelaufbahn

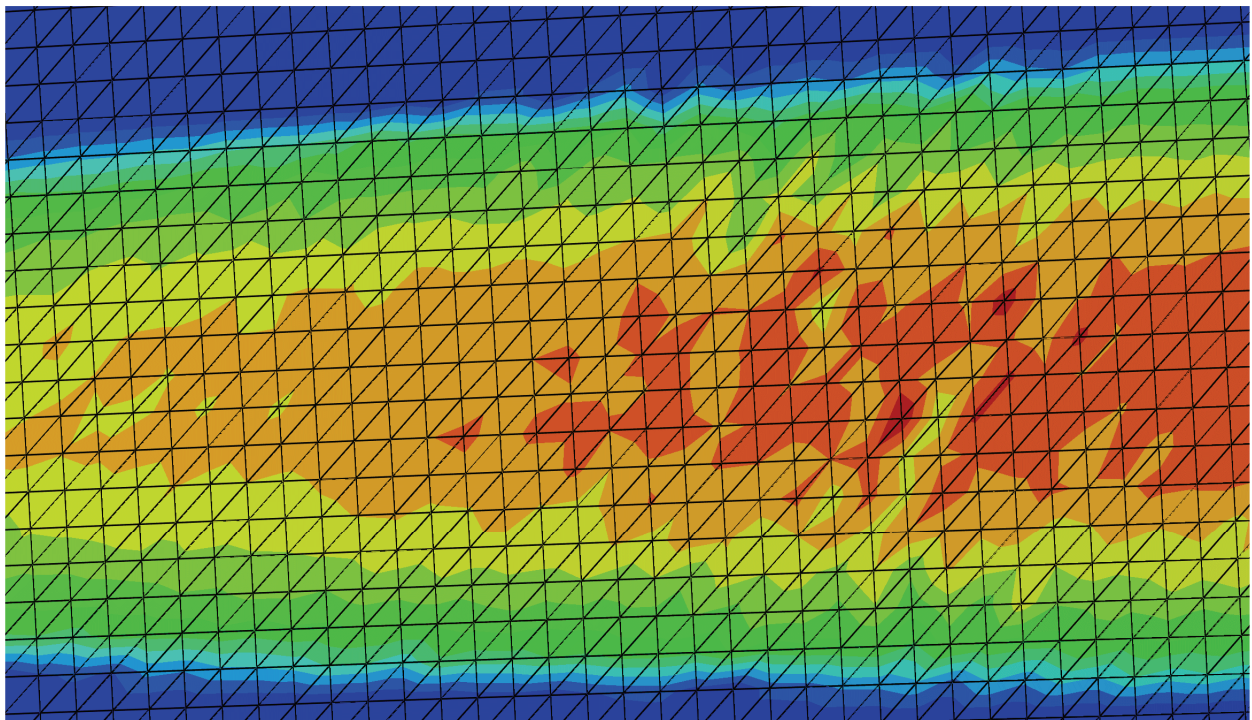
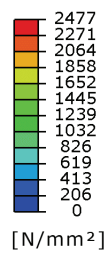
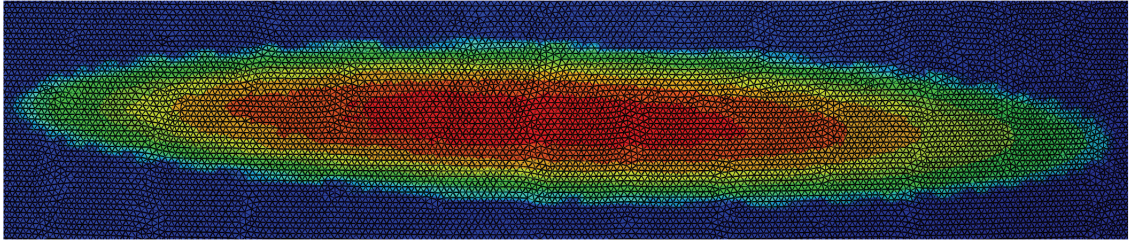


Abbildung 85: Kontaktdruck der Spindelaufbahn, 0,025 mm durchschnittliche Netzgröße

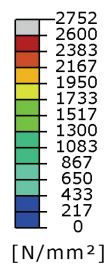
Kontaktdruck (CPRESS)



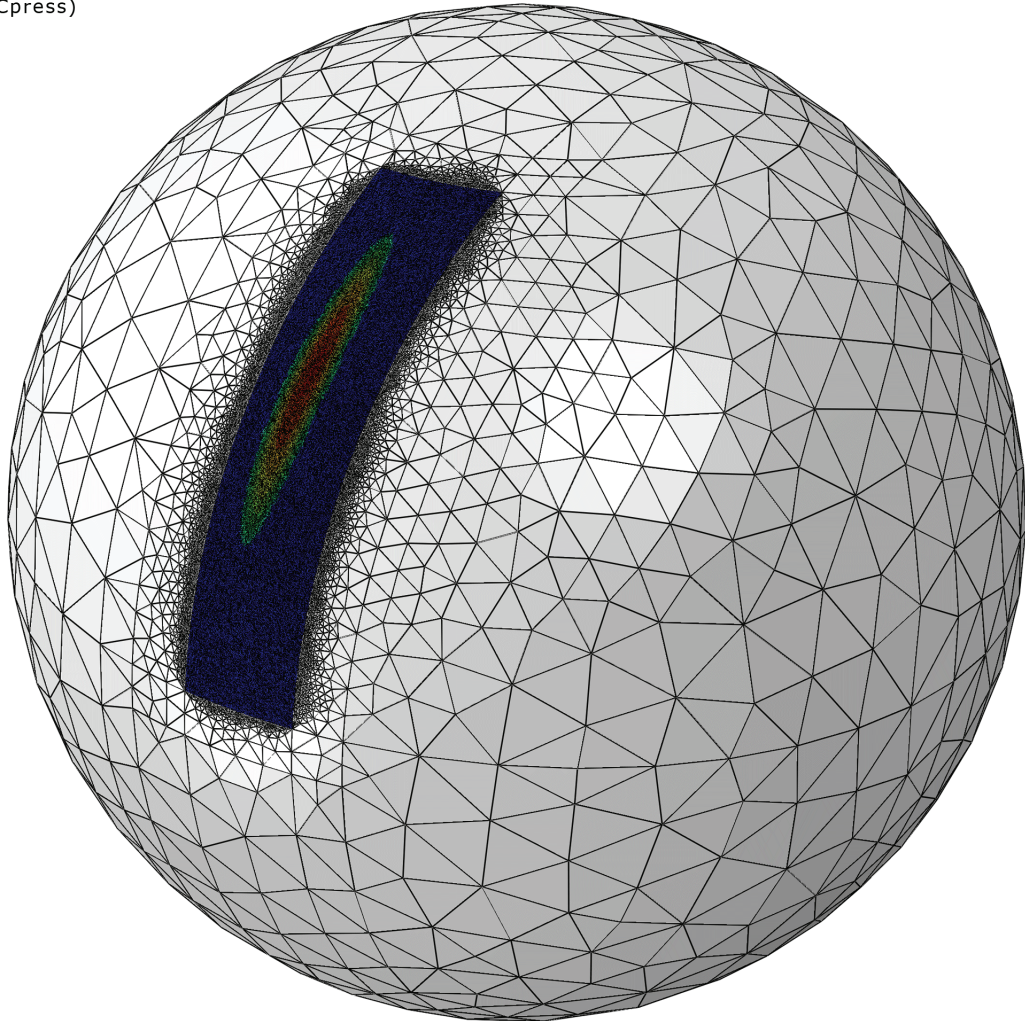
Kontaktbereich der Kugel (zur Mutter)



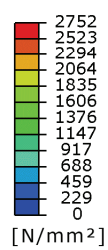
Kontaktdruck (Cpress)



Kontaktbereich der Kugel (zur Mutter)



Kontaktdruck (Cpress)



Kontaktbereich der Kugel (zur Spindel)

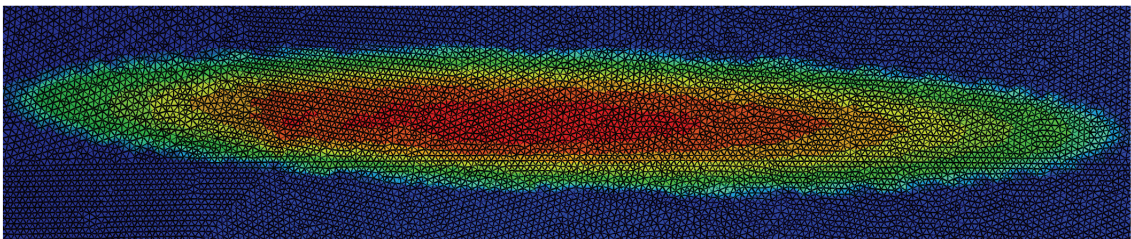


Abbildung 86: Kontaktdruck der Kugel, 0,025 mm durchschnittliche Netzgröße

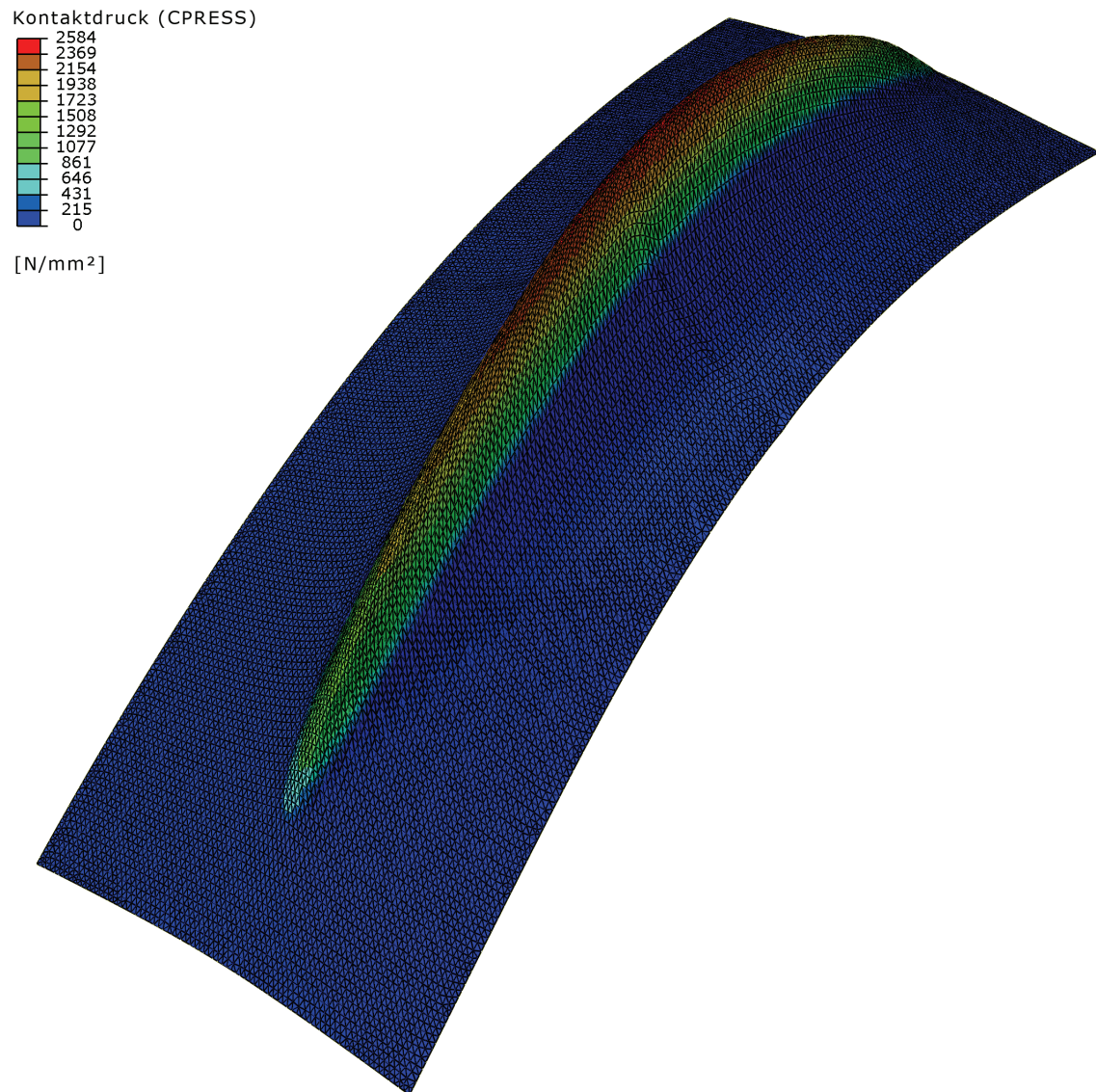


Abbildung 87: Kontaktdruck der Mutterlaufbahn, 0,025 mm durchschnittliche Netzgröße, Verformung 150fach skaliert dargestellt

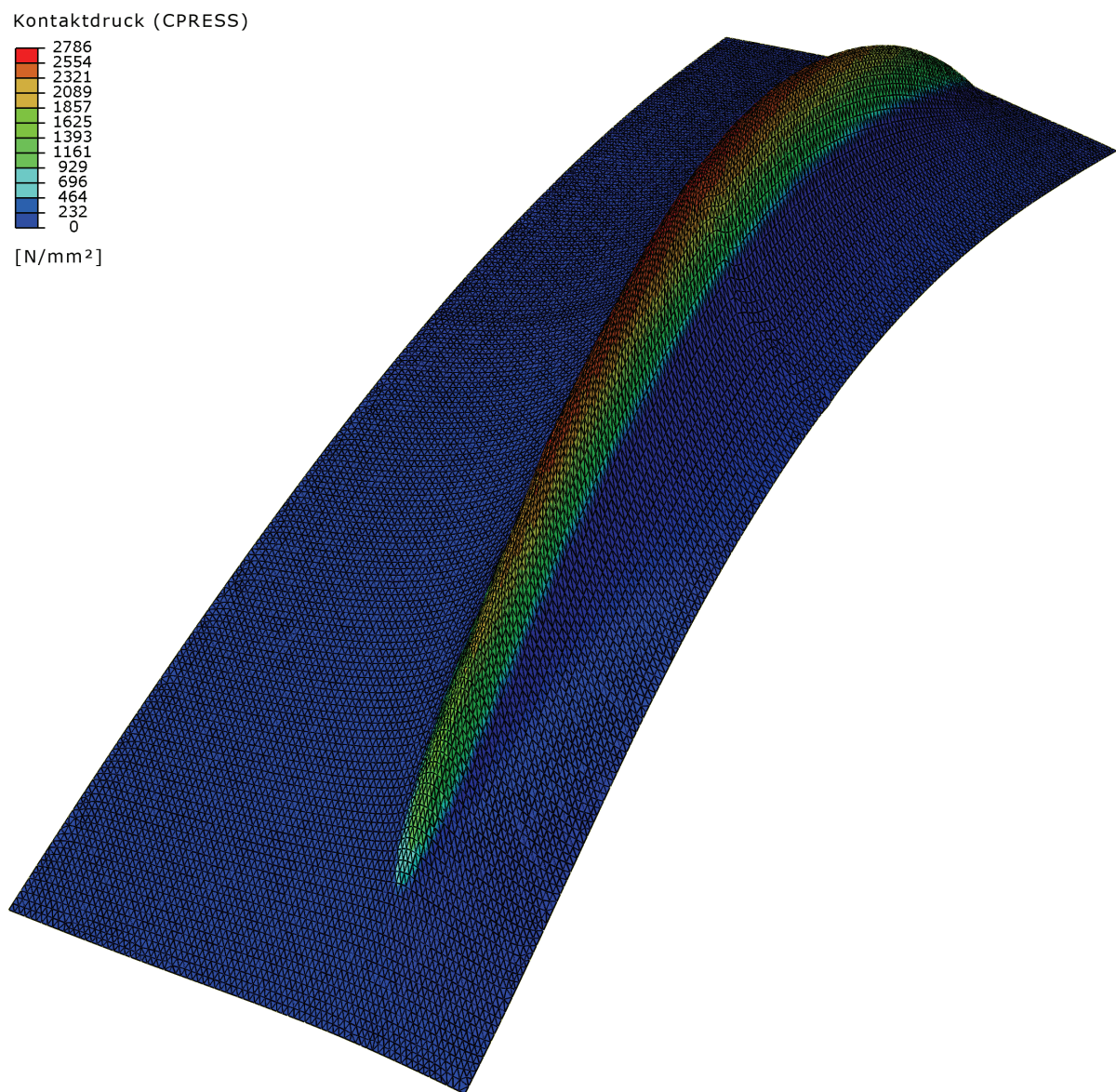


Abbildung 88: Kontaktdruck der Spindellaufbahn, 0,025 mm durchschnittliche Netzgröße, Verformung 150fach skaliert dargestellt

10 Literaturverzeichnis

- [Ar56] Archard, J. F.; Hirst, W.: Wear of metals under unlubricated conditions. Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol. 236, No. 1206. (Aug. 2, 1956), Seiten 397-410
- [Ba01] Bartel, D.: Berechnung von Festkörper- und Mischreibung bei Metallpaarungen, Dissertation Universität Magdeburg, Fortschritte in der Maschinenkonstruktion, Band 1/2001, Shaker Verlag, Aachen 2001
- [Bö66] Bögelsack, G.: Beiträge zur Berechnung und Konstruktion von Schraubgelenken mit Rollreibung, Habilitationsschrift Technische Hochschule Ilmenau, Ilmenau 1966
- [Bo08] Bourdon, K.; Straub, D.: Die Energiekriese spielt uns in die Karten, Interview in Kunststoffe 9/2008, S. 36-40, Carl Hanser Verlag, München 2008
- [Bog02] Bogdanski, S.; Brown, M.: Modelling the three-dimensional behaviour of shallow rolling contact fatigue cracks in rails, Wear 253 (2002), S. 17-25, Elsevier B.V., Amsterdam 2002
- [Bog04_1] Bogdanski, S.; Trajer, M.: A dimensionless multi-size finite element model of a rolling contact fatigue crack, Wear 258 (2005), S. 1265-1272, Elsevier B.V., Amsterdam 2004
- [Bog04_2] Bogdanski, S.: Liquid–solid interaction at opening in rolling contact fatigue cracks, Wear 258 (2005), S. 1273-1279, Elsevier B.V., Amsterdam 2004
- [Bog04_3] Bogdanski, S.; Lewicki, P.; Szymaniak, M.: Experimental and theoretical investigation of the phenomenon of filling the RCF crack with liquid, Wear 258 (2005), S. 1280-1287, Elsevier B.V., Amsterdam 2004
- [Br95] Brändlein, J.; Eschmann; Hasbargen; Weigand: Die Wälzlagerpraxis, Vereinigte Fachverlage GmbH, Mainz 1995
- [Bro05] Bronstein, I.; Semendjajew, K.; Musiol, G.; Mühlig, H.: Taschenbuch der Mathematik, 5. Auflage, Verlag Harri Deutsch, Frankfurt 2000
- [Bü03] Büscher, R.; Fischer, A.: Sliding wear behaviour of an electrochemically modified austenitic high-nitrogen steel surface, Wear 254 (2003), S. 1318-1325, Elsevier B.V., Amsterdam 2003
- [Bü04] Büscher, R.; Gleising, B.; Dudzinski, W.; Fischer, A.: The effects of subsurface deformation on the sliding wear behavior of a microtextured high-nitrogen steel surface, Wear 257 (2004), S. 284-291, Elsevier B.V., Amsterdam 2003
- [Bu06] Burzler, R.: Vollelektrische Maschinen verlassen die Nische, Kunststoffe 10/2006, S. 90-92, Carl Hanser Verlag, München 2006
- [Chi85] Chittenden, R.; Dowson, D.; Dunn, J.; Taylor, C.: A theoretical analysis of the isothermal elastohydrodynamic lubrication of concentrated contacts, Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Vol. 397 (1985), S. 245-269

- [Cou1785] Coulomb, C.: Theorie des machines simples, en ayant égard au frottement de leurs parties et a la roideur des cordages, in Memoires de mathématique et de physique de L'Académie des Sciences, Band 10, 1785
- [Czi03] Czichos, H.; Habig, K.: Tribologie-Handbuch – Reibung und Verschleiß. Vieweg Verlag, Wiesbaden 2003
- [Czi82] Czichos, H.: Reibung und Verschleiß von Werkstoffen, Bauteilen und Konstruktionen, Expert Verlag, Grafenau 1982
- [Da05] Dambacher, U.: Kugelgewindetriebe mit hohem Druckwinkel, Dissertation Universität Karlsruhe, Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe, Band 128, Karlsruhe 2005
- [DeSc08] Deters, L.; Schadow, C.: Sachstandsbericht FVA Projekt 540 I, elektronische Ressource, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V.
- [De04] Deters, L.: Grundsätzliches zu Reibung und Verschleiß in der technischen Anwendung, Magdeburger Wissenschaftsjournal, 2004
- [De08] Deters, L.: Reibung, Verschleiß und Schmierung, in Konstruktionselemente des Maschinenbaus 2, 6. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg 2008
- [DIN69051] Deutsche Norm: Werkzeugmaschinen Kugelgewindetriebe, Teil 1 – 5, Beuth Verlag, Berlin 1989
- [DIN50320] Deutsche Norm: Verschleiß, Begriffe. Systemanalyse von Verschleißvorgängen. Gliederung des Verschleißgebiets, Beuth Verlag, Berlin 1979
- [Esc64] Echmann, P.: Das Leistungsvermögen der Wälzlager, Springer Verlag, Berlin, Göttingen, Heidelberg 1964
- [Fl80] Fleischer, G.; Gröger, H.; Thum, H.: Verschleiß und Zuverlässigkeit, Verlag Technik, Berlin 1980
- [Fox05] Fox, R.T.: Quantifizierung des Verschleißes kunststoffverarbeitender Maschinen mittels kontinuierlicher (zeitauflösender) Röntgenfluoreszenzanalyse (RFA), Dissertation Technische Universität Darmstadt, elektronische Publikation, <http://tuprints.ulb.tu-darmstadt.de/epda/000611/>, URN:nbn:de:tu-darmstadt-6115, 2005
- [Fr01] Frank, T.: Vergleichende Untersuchung schneller elektromechanischer Vorschubachsen mit Kugelgewindetrieb, Dissertation Universität Karlsruhe, Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe, Band 101, Karlsruhe 2001
- [Fra84] Frase, D.: Tribologische Einflüsse auf die Betriebsbewährung von Wälzlagern, Technische Rundschau, S. 94-101, 76 (1984) 46, Bern 1984
- [FVA765] Franke, E.; Lubenow, K.: Reibmomentmessung und –berechnung an Wälzlagern, Literaturrecherche, Forschungsvereinigung Antriebstechnik e.V., Frankfurt 1998
- [GFT02] GfT-Arbeitsblatt 7: Tribologie – Definitionen, Begriffe, Prüfung. Gesellschaft für Tribologie e. V., September 2002

- [Gl41] Glasstone, L.; Eyring, H.: The Theory of Rate Processes, Mc Graw Hill, New York, 1941
- [Go90] Golz, U.: Analyse, Modellbildung und Optimierung des Betriebsverhaltens von Kugelgewindetrieben, Dissertation Universität Karlsruhe, Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe, Band 31, Karlsruhe 1990
- [Ha04] Habig, K.-H.: Tribologie, in Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau, Herausgeber K.-H. Grote, J. Feldhusen, 21. Auflage, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg, New York 2004
- [Hab98] Haberkern, A.: Leistungsfähigere Kugelgewindetriebe durch Beschichtung, Dissertation Universität Karlsruhe, Forschungsberichte aus dem Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebstechnik der Universität Karlsruhe, Band 79, Karlsruhe 1998
- [He1895] Hertz, H.: Über die Berührung fester elastischer Körper, in: Gesammelte Werke Band I, Barth Verlag, Leipzig 1895
- [Hi06] Hiwin Technologies Corp. (Herausgeber): Ballscrews Technical Information, Firmendruckschrift, Taichung 2006
- [Hil78] Hilmer, H.: Rechnergestützte Auslegung und Berechnung von Kugelgewindespindeln, Dissertation Universität Karlsruhe, Fertigungstechnische Berichte, Band 11, Technischer Verlag Resch KG, Gräfelfing b. München, 1978
- [Ikr87] Ikramov, U.; Machkamov, K.: Berechnung und Bewertung des abrasiven Verschleißes, VEB Verlag Technik, Berlin 1987
- [Im06] Imiela, J.: Verfügbarkeitssicherung von Werkzeugmaschinenachsen mit Kugelgewindetrieb durch modellbasierte Verschleißüberwachung, Dissertation Universität Hannover, Berichte aus dem IFW, Band 01/2006, Hannover 2006
- [ISO3408] International Standard: Ball screws – Part 5: Static and dynamic axial load ratings and operational life, International Organization for Standardization, Geneva 2006
- [Ja08] Jarosch, P.: Zur Lebensdauerprognose zyklisch hoch belasteter Kugelgewindetriebe, Dissertation Universität Duisburg-Essen, Shaker Verlag, Aachen 2008
- [JM02] Johannaber, F.; Michaeli, W.: Handbuch Spritzgießen, Carl Hanser Verlag, München Wien 2002
- [Jo04] Johannaber, F.: Kunststoffmaschinen-Führer, 4. Ausgabe, Carl Hanser Verlag, München Wien 2004
- [Ka06] Kamps, T.: Einsatz von Synchron-Linearmotoren in der Spritzgießmaschinentechnik, Dissertation Universität Duisburg-Essen, Shaker Verlag, Aachen 2008
- [KI00] Klein, U.: Schwingungsdiagnostische Beurteilung von Maschinen und Anlagen, Verlag Stahleisen, Düsseldorf 2000
- [Kra71] Kragelski, J.W.: Reibung und Verschleiß, VEB Verlag Technik, Berlin 1971
- [Kra83] Kragelski, I.; Dobycin, M.; Komalov, V.: Grundlagen von Reibung und Verschleiß, Carl Hanser Verlag, München Wien 1983

- [Ku97] Kudlik, N.: Reproduzierbarkeit des Kunststoffspritzgießprozesses, Dissertation Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachener Beiträge zur Kunststoffverarbeitung, Band 73, Aachen 1999
- [Li03] Lin, J.F.; Wei, C.C.: Kinematic Analysis of the Ball Screw Mechanism Considering Variable Contact Angles and Elastic Deformations, ASME Journal of Mechanical Design, December 2003, Vol. 125, Seite 717-733
- [Lin94] Lin, M.C.; Ravani, B.; Velinsky, S.A.: Kinematics of the Ball Screw Mechanism, ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 116, Seite 849-855
- [Lun47] Lundberg, G.; Palmgren, A.: Dynamic capacity of rolling bearings; Ingeniörsvetenskapsakademiens Nr. 196, in Acta Polytechnica – mech. Eng. Series Vol. I No. 3, Stockholm, Schweden, Teil 7, 1947
- [Mi98] Mizuho, N; Miyaguchi, K.: Recent Technical Trends in Ball Screws, Motion & Control No.4, NSK Technical Journal, NSK Limited (Herausgeber), Tokyo 1998
- [Mic06] Michaeli, W.: Einführung in die Kunststoffverarbeitung, 5. Auflage, Carl Hanser Verlag, München Wien 2006
- [Mu50] Mundt, R.: Über die Berührung fester elastischer Körper. Eine Allgemeinverständliche Darstellung der Theorie von Heinrich Hertz; SKF (Herausgeber, Schweinfurt ca. 1950
- [NSK06] NSK Limited (Herausgeber): NEW HMC Series, Ball Screws for High-Speed Machine Tools, Tokyo 2006
- [Os02] Osswald, T.A.; Turng, L.-S.; Gramann, P.J.: Injection Molding Handbook, Carl Hanser Verlag, München 2002
- [Re02] Redlich, A.: Simulation von Punktkontakten unter Mischreibungsbedingungen, Dissertation Universität Magdeburg, Fortschritte in der Maschinenkonstruktion, Band 3/2002, Shaker Verlag, Aachen 2002
- [Ro95] Robers, T.F.: Analyse des Betriebsverhaltens von vollelektrischen gegenüber hydraulisch angetriebenen Spritzgießmaschinen basierend auf Vergleichsmessungen, Dissertation Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachener Beiträge zur Kunststoffverarbeitung, Band 27, Aachen 1995
- [Roo08] Roos, E.; Maile, K.: Werkstoffkunde für Ingenieure, Springer Verlag, Heidelberg 2008
- [Sch08] Schlicht, H.: Über adiabatic shearbands und die Entstehung der „Steilen Weißen Bänder“ in Wälzlagern, Materialwissenschaft und Werkstofftechnik, Band 39, Nr. 3, 2008
- [SM02] Steinmeyer Produktkatalog Kugelgewindetriebe, August Steinmeyer GmbH & Co. KG, Albstadt 2002
- [St04] Stitz, S; Keller, W.: Spritzgießtechnik, Verarbeitung – Maschine – Peripherie, 2. Auflage, Carl Hanser Verlag, München Wien 2004
- [Ste06] Steinbichler, G.; Wobbe, H.: Ein Schuss wie der andere?, Kunststoffe 09/2006, S. 129-135, Carl Hanser Verlag, München 2006

- [Ste196] Steinert, T.: Das Reibmoment von Kugellagern mit bordgeführtem Käfig, Dissertation Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Berichte aus der Produktionstechnik, Band 3/96, Shaker Verlag, Aachen 1996
- [Str1901] Stribeck, Kugellager für beliebige Belastungen, Zeitschrift des VDI, Band 45 (1901), S. 73-79 und S. 118-125
- [THK08] THK Hauptkatalog, THK GmbH, Ratingen 2008
- [Vos80] Voskamp, A.P.; Österlund, R.; Becker, P.C.; Vingsbo, O.: Gradual Changes in Residual Stress and Microstructure during Contact Fatigue in Ball Bearings, Metals Technology, Band 1, Seite 14-21, 1980
- [WK03] Wortberg, J.; Kamps, T.: Antriebstechnik im Vergleich, Kunststoffe 10/2003, S. 70-75, Carl Hanser Verlag, München 2003
- [WKS03] Wortberg, J.; Kamps, T.; Schiffers, R.: Welche Energie kostet ein Antrieb?, Kunststoffe 03/2003, S. 64-70, Carl Hanser Verlag, München 2003
- [WKS03_2] Wortberg, J.; Kamps, T.; Schiffers, R.: Reproduzierbarkeit und Kosten sind Hauptanliegen, Kunststoffe 06/2003, S. 62-69, Carl Hanser Verlag, München 2003
- [Wol08] Wolters, K.: Formalismen, Simulation und Potenziale eines nutzungsdaueroptimierenden Zuverlässigkeitskonzepts, Dissertation Universität Duisburg-Essen, elektronische Ausgabe IDN 99 01 89 112, Deutsche Nationalbibliothek 2008
- [ZhHo91] Zhou, R.S.; Hoeprich, M.R.: Torque of a Tapered Roller Bearing, Journal of Tribology (1991) 113, S. 590-597
- [Zh93] Zhou, R.S.: Surface topography and fatigue life of rolling contact bearings, STLE Tribology Transactions 36 (1993) 3, S. 329-340
- [Zum87] Zum Gahr, K.-H.: Microstructure and Wear of Materials, Tribologie Series 10, Elsevier, Amsterdam, 1987

Unveröffentlichte Studien- und Diplomarbeiten

- [PS09] Peters, N.; Schreiber, S.: Entwurf eines Lebensdauerprognosemodells für Kugelgetriebe unter Berücksichtigung verschiedener Verschleißmechanismen, der Prozessgrößen und des Vorschädigungseinflusses, Projektarbeit Universität Duisburg-Essen 2009